



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# HYDRAULICKÁ SOUSTAVA HYDRAULICKÉ RUKY

HYDRAULIC SYSTEM OF HYDRAULIC CRANE

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. PŘEMYSL LUKEŠTÍK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2014



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Přemysl Lukeščík

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Hydraulická soustava hydraulické ruky**

v anglickém jazyce:

### **Hydraulic system of hydraulic crane**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte hydraulickou soustavu pro hydraulickou ruku určenou pro lesní vyvážecí soupravy.

Technické parametry:

- typ hydraulické ruky           AZ 570
- nosnost                         575kg
- provozní tlak                 180-210bar

Cíle diplomové práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující:

- rešeršní přehled používaných zařízení včetně posouzení možných dodavatelů hydrauliky
- koncepci vlastního návrhu
- výpočet velikosti hydraulických válců, tlaky a průtoky pro jednotlivé hydromotory
- navrhněte potřebné hydraulické prvky
- další výpočty dle pokynů vedoucího DP

Výkresovou dokumentaci obsahující:

- schéma hydraulického obvodu
- prováděcí výkres (sestavu) hydraulického obvodu zakomponovaného k mechanismu
- případné další výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
2. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
3. ČSN EN 12999+A1. Jeřáby: Nakládací jeřáby. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
4. ČSN EN ISO 4313. Hydraulika - Všeobecná pravidla a bezpečnostní požadavky na hydraulické systémy a jejich součásti

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 11.11.2013

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
Děkan fakulty



## ABSTRAKT

Tato diplomová práce pojednává o návrhu hydraulické soustavy hydraulické ruky. Je zaměřena na popis jednotlivých prvků stávajícího hydraulického systému, rozbor působení sil, výpočet průměrů přímočarých hydromotorů a jejich tlaků a průtoků.

## KLÍČOVÁ SLOVA

hydraulický jeřáb, přímočarý hydromotor, zvedací rameno, zlamovací rameno, rameno výsuvu

## ABSTRACT

This thesis deals with the design of the hydraulic system of hydraulic crane. It focuses on the description of the individual elements of the existing hydraulic system, analysis of forces, calculate diameters of linear hydraulic motors and their pressures and flow rates.

## KEYWORDS

hydraulic crane, linear hydraulic motor, lifting arm, folding arm, extension arm



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LUKEŠTÍK, P. *Hydraulická soustava hydraulické ruky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 78 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Bc. Přemysl Lukeščík







## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. a firmě Agama a.s. za cenné rady a připomínky při vypracování této diplomové práce. Dále chci poděkovat rodičům, přátelům a panu Bc. Strommerovi za podporu při studiu na vysoké škole.





## OBSAH

Úvod.....	13
1 Rešeršní přehled.....	14
1.1 Rozdělení podle způsobu uchycení.....	14
1.1.1 Agregace na nákladní automobily .....	14
1.1.2 Agregace na přívěsy.....	15
1.2 Hydraulický jeřáb .....	16
1.2.1 Systém výložníků .....	16
1.2.2 Přídavná manipulační zařízení .....	18
2 Hydraulické prvky hydraulického jeřábu .....	20
2.1 Posouzení dodavatelů hydrauliky .....	33
3 Koncepce vlastního návrhu.....	34
3.1 Návrh zvedacího přímočarého hydromotoru.....	34
3.1.1 Výpočet sil působících na zvedací PČHM.....	34
3.1.2 Výpočet průměrů zvedacího PČHM.....	37
3.1.3 Pevnostní výpočet zvedacího PČHM .....	38
3.2 Návrh zlamovacího PČHM .....	40
3.2.1 Výpočet sil působících na zlamovací PČHM.....	40
3.2.2 Výpočet průměrů zlamovacího PČHM.....	42
3.2.3 Pevnostní výpočet zlamovacího PČHM .....	43
3.3 Návrh PČHM výsuvu.....	45
3.3.1 Výpočet sil působících na PČHM výsuvu .....	45
3.3.2 Výpočet průměru PČHM výsuvu .....	46
3.4 Dílčí závěr návrhu PČHM výložníku .....	47
3.5 Návrh hydromotoru otoče .....	48
3.5.1 Výpočet sil působících na hydromotor otoče.....	48
3.5.2 Výpočet průměrů hydromotoru s kyvným pohybem.....	53
3.6 Návrh PČHM stabilizačních podpěr .....	54
3.6.1 Pevnostní výpočet PČHM stabilizačních podpěr .....	54
4 Tlaky a průtoky jednotlivých hydromotorů.....	57



4.1	PČHM zdvihu .....	57
4.2	Zlamovací PČHM .....	60
4.3	PČHM výsuvu .....	63
4.4	PČHM s kyvným pohybem .....	65
4.5	Volba hydraulického vedení.....	67
Závěr .....		70
Seznam použitých symbolů.....		73
Seznam použitých zkratk.....		77
Seznam příloh .....		78



## ÚVOD

Hydraulické jeřáby, nazývané také jako hydraulické ruky, představují univerzální progresivní manipulační prostředek montovaný jako dodatečná nástavba na užitková vozidla a přívěsy. Slouží převážně pro nakládání a vykládání vozidla či přívěsu, na kterém je toto zařízení namontované, může však sloužit i pro další činnosti určené výrobcem těchto zařízení.

Hydraulické jeřáby se využívají především v oblastech dopravy, stavebnictví a lesnictví, kde podle druhu přídatného zařízení jsou schopny manipulovat s materiálem kusovým nebo sypkým. Hydraulické manipulátory se vyrábí v několika skupinách nosností. Výhodou oproti jeřábům je jejich mobilita a zejména absence pohyblivých zvedacích prvků jako jsou lana, kladky nebo navijáky. Při logistice nemusíme tedy zajišťovat zvlášť dopravu jeřábu a odvoz nákladu, protože hydraulické ruky jsou součástí vozidla nebo přívěsu.

Veškeré pohyby a funkce hydraulického jeřábu jsou zajišťovány pomocí hydraulických systémů, které se v poslední době rozšířily do většiny strojírenských oborů. Hydraulika pronikla do velké části strojů nejen v průmyslu, ale i v dopravě a především v manipulaci s materiálem ve stavebnictví, zemědělství nebo lesnictví. Velkého rozvoje dosáhly elektrohydraulické mechanismy, kde v kombinaci s řídicí elektronikou velmi zjednodušují řízení a ovládání strojů. Navyšují ochranu částí stroje proti přetěžování a zejména zvyšují bezpečnost obsluhy. Různá signalizační zařízení dopomáhají obsluze ke snadnějšímu ovládání a tím navyšují ekonomiku provozu.



# 1 REŠERŠNÍ PŘEHLED

## 1.1 ROZDĚLENÍ PODLE ZPŮSOBU UCHYCENÍ

Hydraulické jeřáby jsou účelně montovány na dopravní prostředky podle způsobu využití v oblasti manipulace s materiálem.

### 1.1.1 AGREGACE NA NÁKLADNÍ AUTOMOBILY

Hydraulické jeřáby na nákladní automobily jsou montovány třemi způsoby. Montáž za kabinou (Obr. 1), zadní montáž (Obr. 2) a méně často používaná střední montáž. Montáž za kabinou se provádí do prostoru mezi kabinou řidiče a nástavbu nákladního automobilu. Tato varianta má výhodu v tom, že je zde umístěna převodovka automobilu. Nejčastěji se hydraulické jeřáby montují za kabinu tahače návěsů (viz.Obr. 1).



*Obr. 1 Montáž hydraulické ruky za kabinou řidiče*

Zadní montáž hydraulického jeřábu je provedena na prodloužený rám vozidla za zadním čelem nástavby vozidla (Obr. 2). Hmotnost jeřábu je soustředěna na převislém konci podvozku, proto je nutné zajistit torzní tuhost pro zaručení stability vozidla během provozu hydraulického jeřábu. Výhodou této agregace je možnost naložení a vyložení přívěsu vozidla.



*Obr. 2 Zadní montáž hydraulické ruky*

### 1.1.2 AGREGACE NA PŘÍVĚSY

Vyvážecí přívěs s hydraulickým jeřábem (Obr. 3) tvoří speciální stroj převážně k těžbě a soustřeďování dřeva v hůře přístupných místech těžby. Ve spojení s traktorem s lesní nástavbou je nedílnou součástí těžební linky. Hydraulický jeřáb je montován na speciální podvozkový rám v přední části přívěsu a je poháněn hydraulickým okruhem traktoru.

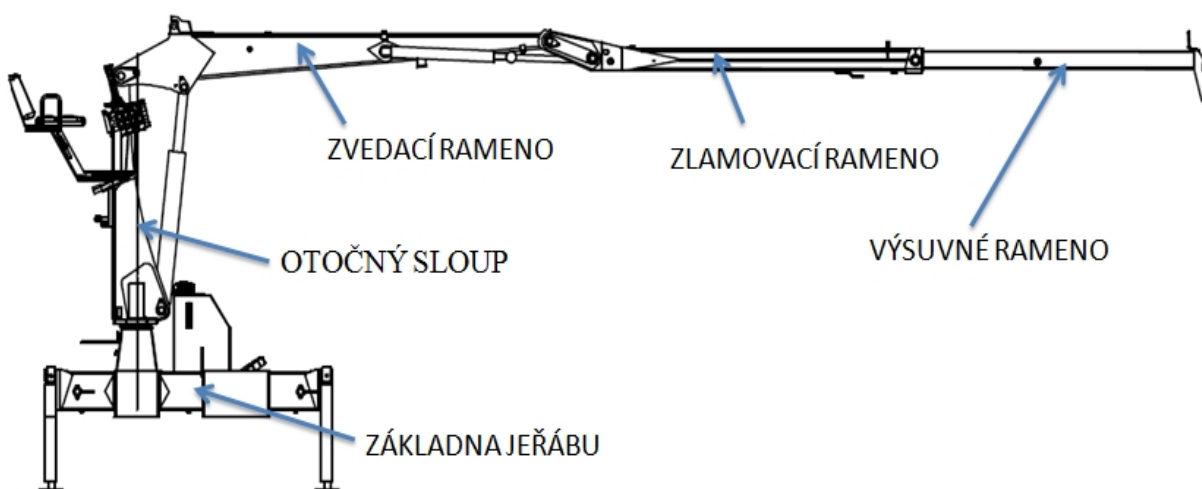


*Obr. 3 Vyvážecí souprava AGA LV10*



## 1.2 HYDRAULICKÝ JEŘÁB

Slouží jako zdvihací zařízení, které je neseno na otočném sloupu společně s výložníkovým ramenem. Skládá se ze zvedacího ramene, zlamovacího ramene a výsuvného ramene (Obr. 4). Sloup bývá otočně uložen na základně jeřábu. Na konci výložníkového ramene bývá volně zavěšeno přídatné manipulační zařízení pro uchopení břemena jako rotátor s drapákem, hákem nebo jiným příslušenstvím určeným pro specifické práce. Jeřáby jsou posuzovány podle maximálního dosahu, zdvihu v krajní poloze a pracovního diagramu. Důležitým faktorem je také hmotnost samotného jeřábu.



Obr. 4: Hydraulický jeřáb - schéma

### 1.2.1 SYSTÉM VÝLOŽNÍKŮ

Výložníkový systém je připevněn ke sloupu hydraulického jeřábu a sestává se z kompletního systému výložníků, prodloužení výložníků a přímočarých hydromotorů (dále jen PČHM). [2]

#### Přímý systém výložníků:

Můžeme je rozdělit na pevné systémy výložníků a na teleskopické, označované taky jako T-jeřáby. Uplatňují se zejména pro menší nákladní automobily, Pick-up nebo menší přívěsy. Výhodou je jejich kompatibilita a univerzálnost použití tohoto systému nejen jako mobilní, ale taky jako stacionární zařízení v dílnách (Obr. 5).





*Obr. 5: Přímý systém výložníku [15]*

### **Kloubový systém výložníků:**

Jedná se o nejpoužívanější systémy nejen u nákladních automobilů, ale zejména u lesní vyvážecí techniky. Tento systém dělíme na dva druhy sklápění do přepravní polohy. Sklápění podélně k vozidlu (výrobci značeno L podle svého tvaru) a sklápění příčně k vozidlu (značeno Z). Rozdíl je v různě řešené kinematice zlamovacího ramene. U L-jeřábu je použit k ovládání zlamovacího ramene jeden PČHM a pákový mechanismus. Zlamovací rameno je tedy sklopeno do přepravní polohy pod zvedací rameno a celý systém výložníků je tak umístěn podélně k vozidlu a nad nákladem (Obr. 6).



*Obr. 6: Kloubový systém – L [9]*



Kloubový systém Z-jeřábu bývá využíván pro jeho kompaktnost ve složeném stavu při přepravě. Nejčastěji používán u nákladních automobilů, kdy nemůžeme použít L-jeřáb z důvodu omezení výšky celé soupravy. Zlamovací rameno je sklopeno nad zvedací rameno. Zvedací rameno je sklopeno dolů a celý systém je otočen příčně k přívěsu (Obr. 7).



Obr. 7: Kloubový systém – Z [16]

### 1.2.2 PŘÍDAVNÁ MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ

V posledních letech se setkáváme s velkým rozvojem manipulačních zařízení zejména v oblasti těžby dřeva. Na hydraulické jeřáby jsou přidávány různé typy manipulačních zařízení pro konkrétní práce. Harvesterové hlavice pro těžbu a odkleštění kmenů nebo drapáky pro manipulaci se dřevem. Velký důraz je kladen zejména na jejich hmotnost, která snižuje nosnost ramene.

#### Rotátor:

Jsou používány zejména tam, kde je potřeba rotace pracovního náradí (drapáku). Jejich otáčení je poháněno hydraulicky a můžou se otáčet neomezeně kolem své osy nebo s úhlovým omezením. Otáčení je v obou směrech. Jsou dimenzované podle nosnosti hydraulického jeřábu.



*Obr. 8: Rotátor Baltrotors [12]*

### **Drapák:**

Drapák se používá pro manipulaci s kusovým materiálem. Jeho tvar čelistí se liší podle účelu, ke kterému je použit. Nejběžnějším je univerzální drapák na dřevo (Obr. 9), dále pak může být drapák na klest. Různé délky čelistí rozdělují drapáky z hlediska jejich konkrétního použití. S delšími drápy pro krátké dřevo na skládkách nebo překladištích a s krátkými drápy pro dlouhé dřevo zejména při těžbě v terénu. Ovládání čelistí je řešeno PČHM, který svým pohybem čelisti oddaluje nebo přibližuje, čímž dochází k uchopování břemena.



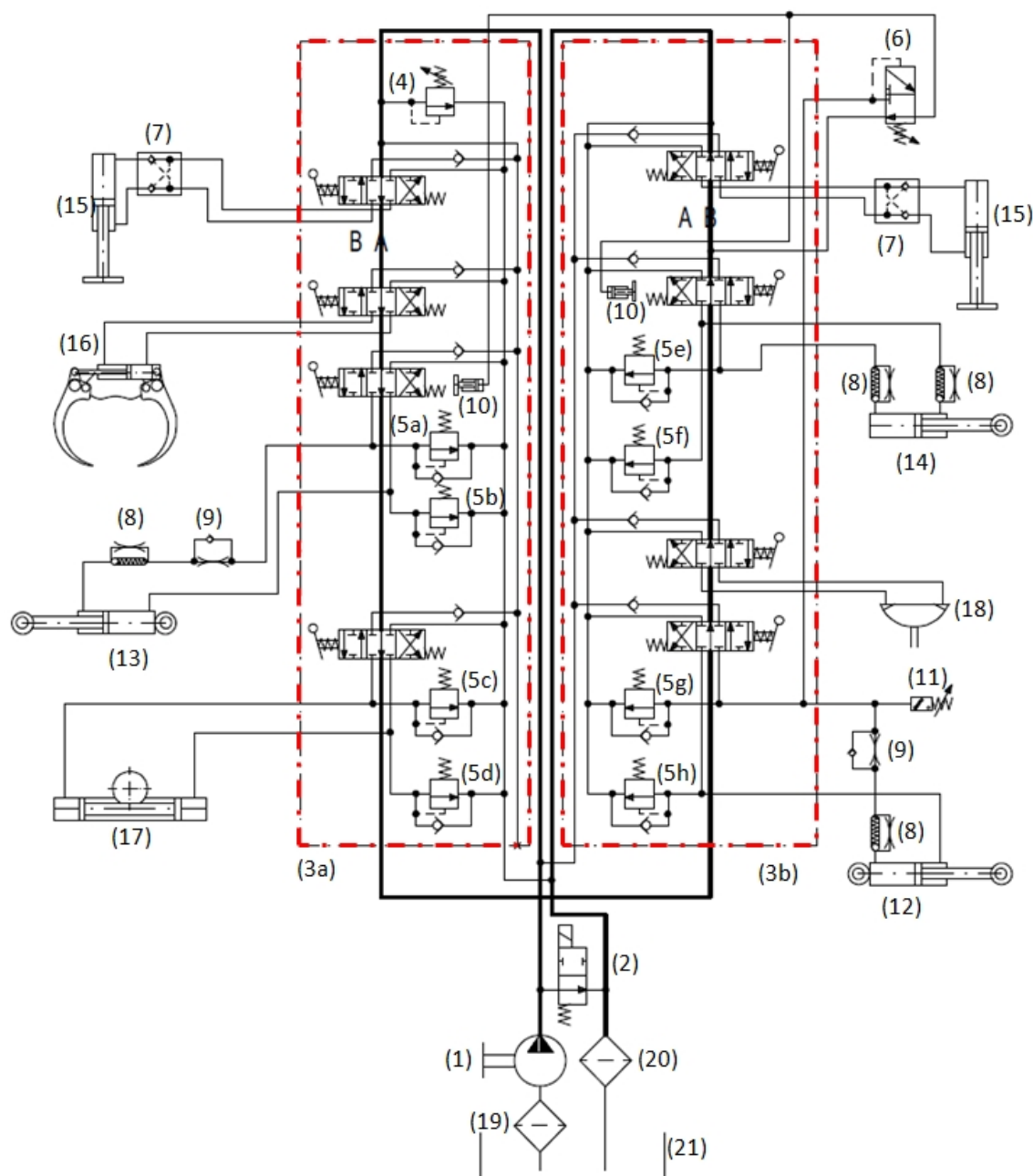
*Obr. 9: Drapák na dřevo L25 [15]*



## 2 HYDRAULICKÉ PRVKY HYDRAULICKÉHO JEŘÁBU

Hydraulické komponenty a potrubí musí být dimenzovány tak, aby hydraulický systém mohl být provozován při stanoveném pracovním tlaku a průtoku bez poruch a bez vzniku nadměrného oteplení. [2]

Hydraulické prvky jsou konstrukčně a funkčně rozdílné části hydraulického obvodu navzájem spojené k plnění funkce na hydraulickém zařízení. Seskupení těchto prvků umožňuje přeměnu tlakové energie kapaliny na energii mechanickou.



Obr. 10 Zjednodušené schéma zapojení hydraulických jeřábů

**Jednotlivé prvky:**

- (1) Hydrogenerátor
- (2) Elektricky ovládaný ventil
- (3) Rozvaděč
- (4) Primární pojistný ventil
- (5) Sekundární pojistný ventil
- (6) Omezovací ventil
- (7) Hydraulický zámek
- (8) Pádový ventil
- (9) Brzdící ventil
- (10) Omezovací píst
- (11) Tlakový spínač
- (12) Přímočarý hydromotor zdvihu
- (13) Zlamovací přímočarý hydromotor
- (14) Přímočarý hydromotor výsuvu
- (15) Přímočarý hydromotor stabilizační podpěry
- (16) Přímočarý hydromotor drapáku
- (17) Hydromotor s kyvným pohybem
- (18) Rotátor
- (19) Sací filtr
- (20) Vratný filtr
- (21) Olejová nádrž

**(1) Hydrogenerátor:**

Hydrogenerátor hydraulického jeřábu AZ 570 je u agregací na automobily připojen k převodové skříni automobilu, nebo u agregací na přívěsy je většinou připojen k vývodovému hřídeli traktoru případně je jeřáb poháněn samostatně hydraulickým okruhem traktoru. Pro pohon hydraulických jeřábů se nejčastěji používají zubové hydrogenerátory (konst. průtok) nebo regulační axiální pístové hydrogenerátory (proměnný průtok).

**Zvolený zubový hydrogenerátor:**

*HYDAC PVF 100-2-59 [7]*

Pracovní tlak:  $p_n = 210 \text{ bar}$   
Maximální otáčky:  $n_{max} = 1800 \text{ min}^{-1}$   
Minimální otáčky:  $n_{min} = 600 \text{ min}^{-1}$   
Geometrický objem:  $V_G = 58,2 \text{ cm}^3/\text{ot}$



Hydrogenerátor je navržen pro volnoběžné otáčky nákladního automobilu

$n = 500 \div 700 \text{ min}^{-1}$ . Převodový poměr PTO je volen  $i_p = 1$ .

Průtok hydrogenerátoru tedy je

$$Q = n \cdot i \cdot V_G = 700 \cdot 1 \cdot 58,2 \cdot 10^{-3} = 40,7 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (1)$$

Potřebný mechanický výkon:

$$P_m = \frac{Q \cdot p}{60 \cdot \eta} \quad (2)$$

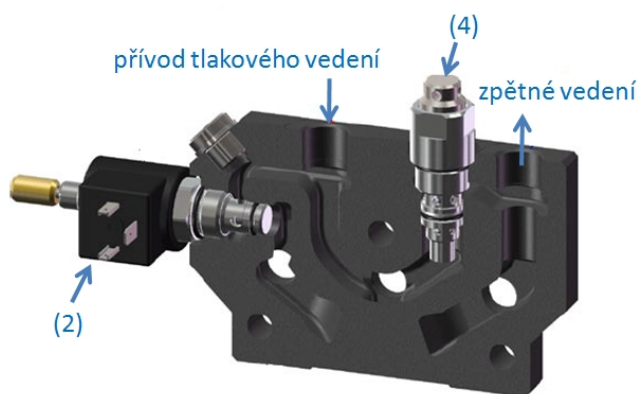
maximální pracovní tlak systému  $p = 21 \text{ MPa}$

účinnost čerpadla  $\eta = 0,9$

$$P_m = \frac{40,7 \cdot 21}{60 \cdot 0,9} = 15,83 \text{ kW}$$

## **(2) Elektricky ovládaný ventil:**

Jedná se o bezpečnostní prvek. Pokud ventil není napájen proudem, neprochází jím kapalina do systému, ale vrací se zpět do nádrže (Obr. 11). Je ovládaný elektrickým spínačem z ovládacího místa obsluhy hydraulického jeřábu. Tento prvek slouží i jako zařízení k nouzovému zastavení podle normy [2]. V kombinaci s elektricky ovládanými rozvaděči dochází k nižšímu zahřívání kapaliny, pokud nejsou v činnosti žádné hydraulické funkce.



Obr. 11 Elektricky ovládaný ventil (2)

## **Zvolený elektricky ovládaný ventil:**

UCV-24V-NC-M [8]

NC – v normálním stavu uzavřený

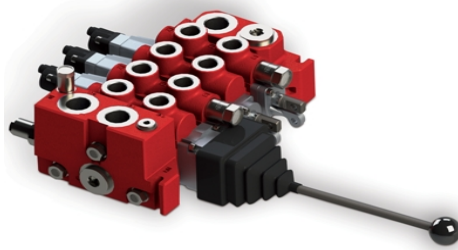
M – nouzové ovládání





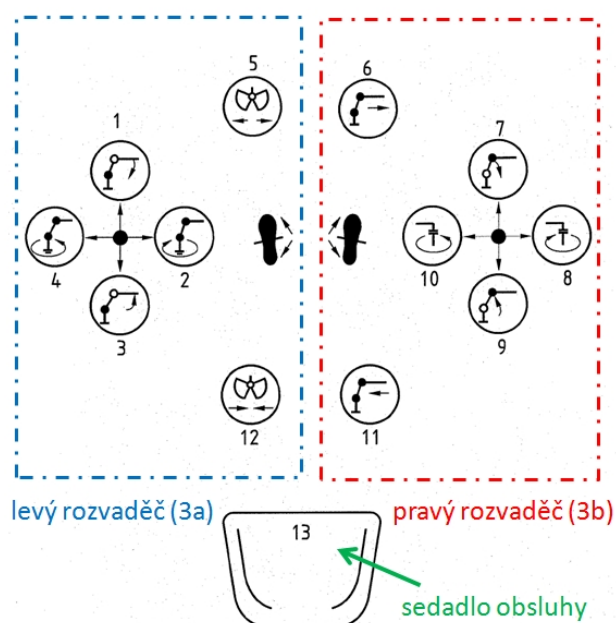
### **(3) Rozvaděč:**

U hydraulických jeřábů se můžeme setkat s několika typy ovládání. Ručně ovládané (Obr. 12), většinou u hydr. jeřábů lehké a střední řady, nebo elektrohydraulicky ovládané rozvaděče pro hydr. jeřáby těžší řady.



*Obr. 12 Rozvaděč Nimco CV550 [8]*

Pro ovládání zadaného hydraulického jeřábu AZ 570 s vyvýšeným ovládacím místem pro obsluhu se standardně používají dva rozvaděče. Každý rozvaděč má 4 sekce pro ovládání jednotlivých funkcí (Obr. 13). Musí být zaručena nezaměnitelnost funkcí, která je dána normou viz. [2].



*Obr. 13 Schéma ovládání hydraulického jeřábu [2]*



Zvolený rozvaděč:

*NIMCO CV550 [8]*

Maximální tlak: 35 MPa

Maximální průtok: 90 l/min

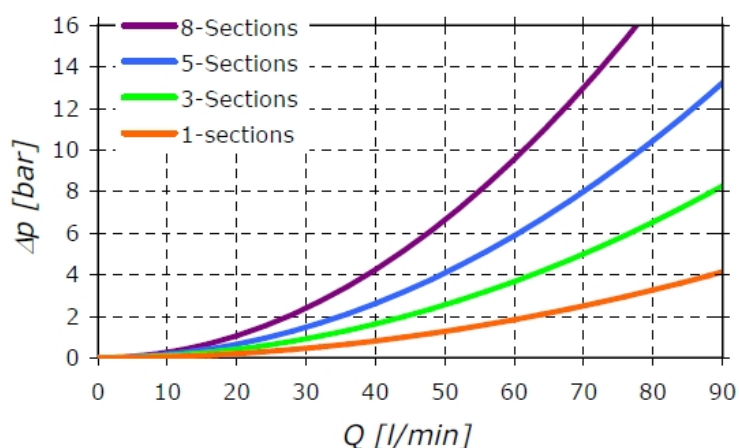
Maximální netěsnost: 3 cm<sup>3</sup>/min (při 10 MPa)

Stupeň znečištění: >18/14

Požadovaná viskozita oleje: 12-380 mm<sup>2</sup>/s

Rozvaděč je zvolen s HPCO výstupem pro sériové zapojení obou rozvaděčů (viz. příloha Hydraulické schéma). Lze je seskládat až z osmi sekcí. S rostoucím počtem sekcí se zvyšuje tlaková ztráta rozvaděče (Obr. 14). Pro náš případ jsou uvažovány čtyři sekce, tedy tlaková ztráta bude při maximálním průtoku 40 l/min zhruba 2 bary (0,2 MPa).

HPCO (*high-pressure carry over*) – v poslední sekci prvního rozvaděče není propojení větve P s větví T, tím dojde k přenesení tlaku do dalšího rozvaděče.



Obr. 14 Tlaková ztráta rozvaděče Nimco CV550 [8]

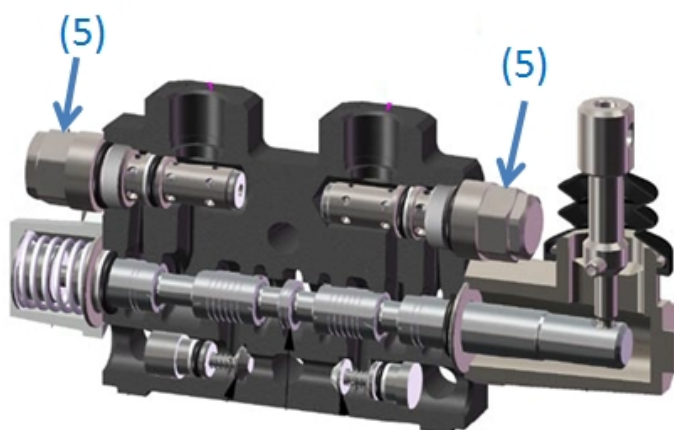
#### **(4) Primární pojistný ventil:**

Je neustále v činnosti a jeho hlavní funkcí je udržovat v obvodu přibližně konstantní tlak nezávisle na velikosti průtoku. Jistí obvod před přetížením [1]. Pro náš případ je ventil (pozice 4 na Obr. 11) nastaven na pracovní tlak 19 MPa.



**(5) Sekundární pojistný ventil:**

V případě, kdy jsou přímočaré hydromotory blokovány na šoupátku v rozvaděči, může na hydraulický obvod působit zatížení od vnějších sil. V tomto případě není zabezpečeno jištění hydraulického obvodu za rozvaděčem. Působení síly na hydromotor může vyvolat nadměrné zvýšení tlaku a poškodit tak těsnění hydromotoru nebo roztrhnout hadici. Použitím sekundárního kombinovaného pojistného ventilu (pozice 5 na Obr. 15) zabráníme možnému poškození součástí hydromotoru, případně konstrukce jeřábu. Pojistný ventil je nastavený v každé sekci na jiný přepouštěcí tlak (pozice 5a-5h) podle jednotlivých hydromotorů.



*Obr. 15 Sekundární pojistné ventily (5)*

**Zvolený sekundární pojistný ventil:**

*RV-CA [8]*

Sekundární pojistný ventil s antikavitační funkcí (jeho upravený tvar nevytváří víry, bublinky a nevyplněné prostory).

**(6) Omezovací ventil:**

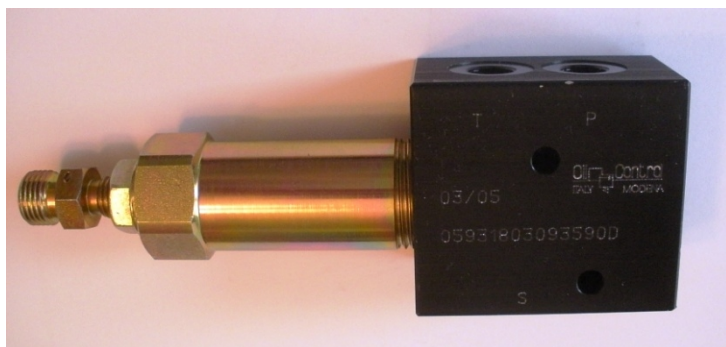
Omezovač nosnosti nakládacího jeřábu měří síly v PČHM zdvihu přenášejících zatížení a ty určují nosnost ve všech polohách břemene. Maximální velikost momentu břemene se může měnit s geometrií jeřábu a s aktuální polohou systému výložníku.[2] Omezovací ventil (Obr. 16) nakládacího jeřábu tedy zabraňuje přetížení nosné konstrukce, hydraulického systému a převrácení vozidla.



Zvolený omezovací ventil:

*Oil Control LM-C-3-2*

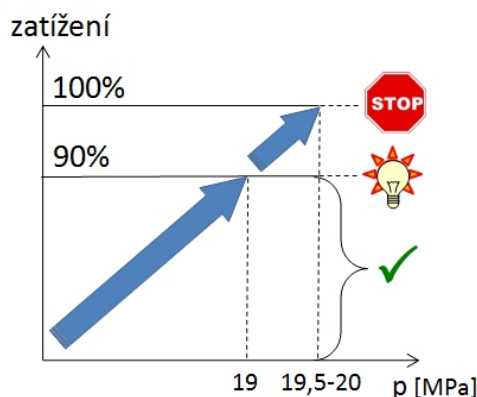
-třícestný dvoupolohový sekvenční ventil



*Obr. 16 Omezovací ventil [vl. foto]*

Popis funkce:

Zvedací PČHM (12) je vysunut maximálním tlakem (19 MPa), který je nastaven na primárním pojistném ventilu (pozice 3 na Obr. 10). V tento moment je sepnut tlakový spínač (11), který je nastaven na tlak 19 MPa a uvádí v činnost signalizaci obsluhy o přibližně 90% zatížení jeřábu (Obr. 17). Pohybem (vysunutím) zlamovacího PČHM (13) nebo PČHM výsuvu (14) může dojít ke zvětšení momentu, a tedy nárůstu tlaku na (12). Pokud by vlivem nárůstu momentu dosáhl tlak na (12) hodnoty 19,5 MPa, omezovací ventil (6) přepustí tlak na omezovací píst (10) (který se nachází v rozvaděči) a zamezí tak pohybu ovládací páky výsuvu zlamovacího PČHM (13) a PČHM výsuvu (14). Dovolí pouze zasouvání (13) a (14), čímž dojde ke zmenšení momentu a tedy i tlaku na (12). Pokud ani toto opatření nezabrání snížení tlaku, je na rozvaděči sekundární pojistný ventil (5g) nastaven na tlak 20 MPa a přepustí tak kapalinu do nádrže a nedojde k vážnému poškození hydraulické soustavy a konstrukce jeřábu.



*Obr. 17 Graf zatížení a signalizace*



### **(7) Hydraulický zámek:**

Pokud PČHM stabilizačních podpěr nejsou schopny odolávat silám při manipulaci s břemenem, musí být v pracovní poloze použity zajišťovací prostředky.[2] Hydraulický zámek (Obr. 18) se používá k fixaci zatíženého PČHM v požadované (pracovní) poloze. U hydraulických jeřábů je použit převážně u PČHM stabilizačních podpěr.



*Obr. 18 Hydraulický zámek [vl. foto]*

### **Zvolený hydraulický zámek:**

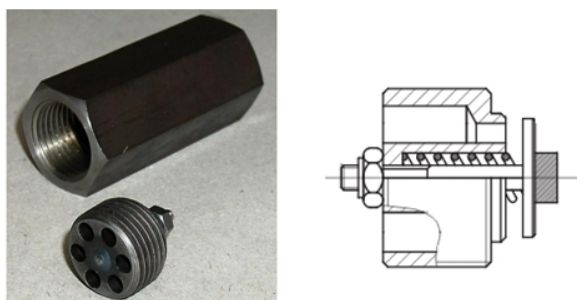
*VBPDE 3/8“ [9]*

Max průtok 35 l/min

Max. tlak 35 MPa

### **(8) Pádový ventil:**

V případě prasknutí hydraulického potrubí nesmí překročit rychlost klesání výložníku maximální rychlost klesání při břemenu o maximální hmotnosti více než o 30%. U jeřábů pro manipulaci se dřevem může při vysoké rychlosti způsobit automatické zastavení pohybu výložníku z důvodu roztržení hadic větší riziko, než neřízené spouštění břemena.[2] Pokud dojde k překročení nastaveného průtoku, ventil se uzavře.



*Obr. 19 Pádový ventil*



Zvolený pádový ventil:

*VUBA 1/2" + MMF [9]*

Zavírací průtok jednotlivých ventilů je zvolen dle kapitoly 4. (viz. příloha Hydraulické schéma).

### **(9) Brzdící ventil:**

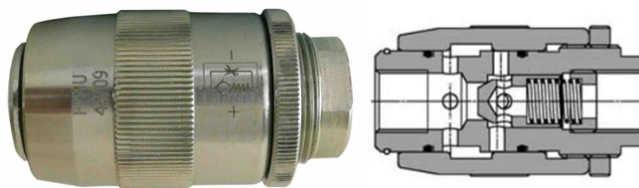
Brzdící ventil je konstrukčně složen z jednosměrného a škrťacího ventilu (Obr. 20). Používají se pro řízení rychlosti pohybu hydromotorů při spouštění břemene z důvodu rozdílných objemů kapaliny nad a pod pístem.

Zvolený brzdící ventil:

*FPMU 3/8" [10]*

Max. průtok: 30 l/min

Max. tlak: 35 MPa



*Obr. 20 Brzdící ventil [10]*

Nastavení průtoků jednotlivých brzdících ventilů dle kapitoly 4.

### **(10) Omezovací píst:**

Přivedením tlaku z (6) omezovací píst zamezí přesunutí šoupátka v rozvaděči pro otevření okruhu výsuvu (13) a (14). (viz. příloha Hydraulické schéma)



*Obr. 21 Omezovací píst na rozvaděči NIMCO CV550*

**(11) Tlakový spínač:**

Účelem těchto zařízení je upozornit jeřábníka a zabránit nebezpečným pohybům břemena v případě překročení nosnosti. Jedná se o bezpečnostní signalizační prvek, který se dříve na hydraulických jeřábech nepoužíval.

**Zvolený tlakový spínač:**

*Hydropa DS 117-B*

Nastavitelný signalizační tlak: 2-24 MPa



*Obr. 22 Tlakový spínač Hydropa DS 117-B [vl. foto]*

Nastavení signalizačního tlaku (19-20 MPa) se pro náš případ pohybuje v závislosti na nastavení vstupního tlaku, respektive primárního pojistného ventilu.

**(12 až 16) Přímočarý hydromotor:**

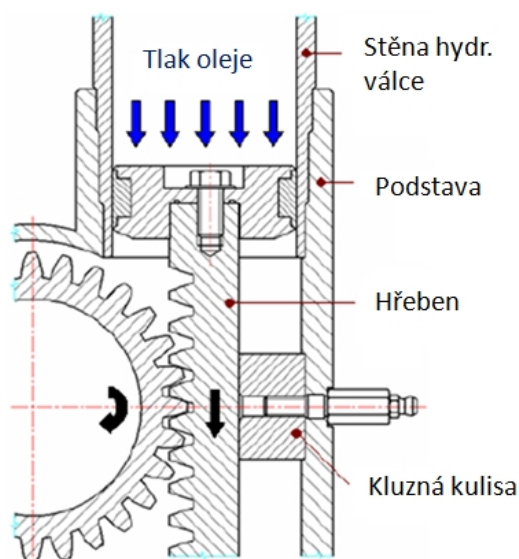
V hydrostatických obvodech mobilní techniky se nejčastěji používají přímočaré dvojčinné hydromotory (PČHM) s jednostrannou pístnicí. Jejich dobré průtokové účinnosti, jednoduchost konstrukce a spolehlivost je řadí mezi nejběžněji používané. Jsou určeny pro přenos axiálních sil (v ose pístnice). Výrazným rysem přímočarého hydromotoru je konstrukční řešení jeho způsobu upevnění. Hydromotor musí být fixován proti působení radiálních sil. U mobilní techniky se nejčastěji setkáváme s motory upevněnými pomocí otočného bronzového ložiska na čepu. Další důležitou částí je samotné těsnění, na němž závisí spolehlivost funkce. Těsnění pístů a pístnic se provádí pomocí manžet, stále častěji však pomocí kombinovaného těsnění. [1] Pro zvedací rameno, zlamovací rameno, rameno výsuvu, stabilizační podpěry a drapák jsou použity právě tyto PČHM s rozdílnou velikostí průměrů a zdvihů.



Obr. 23 přímočarý dvojčinný hydromotor [11]

#### **(17) Hydromotor s kyvným pohybem:**

Rotační pohyb hydraulického jeřábu je realizován dvěma způsoby. První způsob je tvořen hydromotorem s kyvným pohybem (hřebenový převod) (Obr. 24). Uvedený způsob je vysoce spolehlivý a v kombinaci těchto dvou hydromotorů schopný přenášet vysoké krouticí momenty. Nevýhodou je omezený úhel natočení a to v rozsahu  $370^\circ - 420^\circ$ . Druhý způsob bývá realizován pomocí rotačního hydromotoru s pastorkem, který zapadá do ozubeného věnce na čepu sloupu. Výhodou je nižší hmotnost, absence hydraulických hadic a neomezený úhel otáčení. S tím je spojena nevýhoda přívodu hydraulické kapaliny použitím rotačního rozdělovače a jeho vysoké pořizovací ceny.

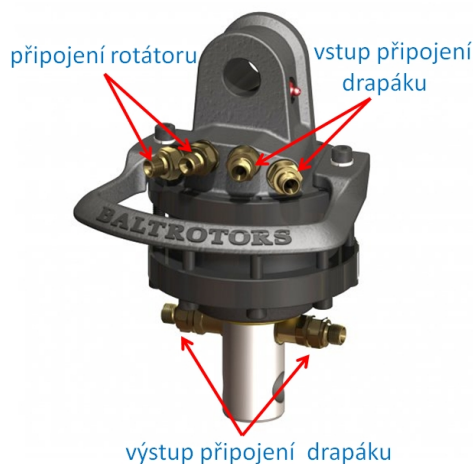


Obr. 24 Možné konstrukční řešení HM s kyvným pohybem [19]



### **(18) Rotátor:**

Přiváděná hydraulická kapalina do otočného převaděče rotátoru umožňuje otáčet přidavným zařízením (drapákem) v neomezeném úhlu. Otočný převaděč umožňuje přivádět tlakový olej pro ovládání PČHM drapáku.



Obr. 25 Rotátor Baltrotors [12]

### **(19) Tlakový filtr:**

K udržení požadovaného stupně čistoty hydraulické kapaliny musí být použita filtrace podle ISO 4406. K dosažení stupně čistoty hydraulické kapaliny požadovaného systémem musí být filtry umístěny v tlakovém, nebo zpětném vedení.[3] Zvolený zubový hydrogenerátor není náchylný na čistotu hydraulické kapaliny, proto v našem případě není použit sací filtr před hydrogenerátorem, ale pouze tlakový filtr za ním (viz. příloha Hydraulické schéma).

#### **Zvolený tlakový filtr:**

*HYDAC MFM*

Max. tlak: 28 MPa



Obr. 26 Tlakový filtr HYDAC MFM [vl. foto]





### **(20) Vratný filtr:**

Přes vratný filtr protéká hydraulický olej z vratného potrubí systému. Filtr je připevněn k olejové nádrži.

#### **Zvolený vratný filtr:**

*HYDAC RFM*



*Obr. 27 Vratný filtr HYDAC RFM [vl. foto]*

### **(21) Olejová nádrž:**

Hydraulické nádrže musí mít dostatečnou kapacitu kapaliny pro správnou funkci čerpadla, když jsou PČHM v roztažené poloze, včetně pomocného zařízení. Musí mít také dostatečnou kapacitu pro kapalinu ze systému, když jsou PČHM zataženy. Pro zapojení hydraulického okruhu dle výkresové dokumentace (Hydraulické schéma var.1) je zapotřebí min. kapacita nádrže 40 litrů, pro zapojení dle (Hydraulické schéma var.2) je zapotřebí 60-80 litrů.



*Obr. 28 Olejová nádrž uzavřená [vl. foto]*

### **Hydraulická kapalina:**

Lesní zákon č. 289/95 Sb. ve svém znění § 32 odstavce 8 přikazuje používání biologicky odbouratelných olejů pro stroje pracující v lese. Z tohoto důvodu je u hydraulických systémů odvážecích souprav, harvestorů, či vyvážecích souprav používán v dnešní době syntetický biologicky odbouratelný olej.





Zvolený hydraulický olej:

*AGIP ARNICA S 46*

Viskozita při 40°C  $\nu = 46 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Viskozitní index 186

Specifikace: HEES, ISO-L-HDFU, Mannesman Rexroth RD 90221/06.91. ISO-VG 46.

*Syntetický, nehořlavý, biologicky odbouratelný hydraulický olej na bázi esterů. Olej se vyznačuje vysokou stabilitou v širokém rozsahu teplot, má vysoký viskozitní index a vynikající tekutost při nízkých teplotách. Má výborné antioxidační a antikorozivní vlastnosti a protiotěrové charakteristiky. Nepůsobí negativně na těsnicí materiál. [22]*

### **Manometr:**

Pro aktuální přehled obsluhy o zatížení zvedacího PČHM je zvolen manometr:

*GMM 100-250 HKR*

*Rozsah stupnice 0 – 250 bar*

## **2.1 POSOUZENÍ DODAVATELŮ HYDRAULIKY**

Byla zaslána poptávka na vybrané nejdůležitější části obvodu (zubové čerpadlo, rozvaděč, omezovací ventil) nejznámějším dodavatelům hydrauliky na českém trhu a to firmám Bosch Rexroth, Hydac, Sauer Danfoss a Hyva.

Bosch Rexroth nabízí velmi široký sortiment jednotlivých bloků rozvaděče, které jsou seskládány podle konkrétní potřeby. Zaměření firmy je převážně na proporcionálně ovládané rozvaděče. Zubový hydrogenerátor je doporučen z řady serie G. Firma vyrábí i nepřeberné množství třicestných dvoupolohových ventilů s různými způsoby řízení tlaku.

Firmou Hydac byl doporučen zubový hydrogenerátor, který byl zvolen pro toto řešení, protože se nejvíce blížil zadání svými optimálními otáčkami a pracovním tlakem. Omezovací ventily nejsou firmou dodávány a návrh rozvaděče se během vypracování této diplomové práce nestihlo firmou vyřešit.

S ostatními firmami proběhla bližší specifikace zakázky a poptávkové řízení se v průběhu vypracování diplomové práce nestihlo s konkrétními návrhy vyřešit. Pro účel diplomové práce je komplikované zadávat poptávku v krátkém časovém horizontu, proto doporučuji pokračovat v poptávkovém řízení i nadále.

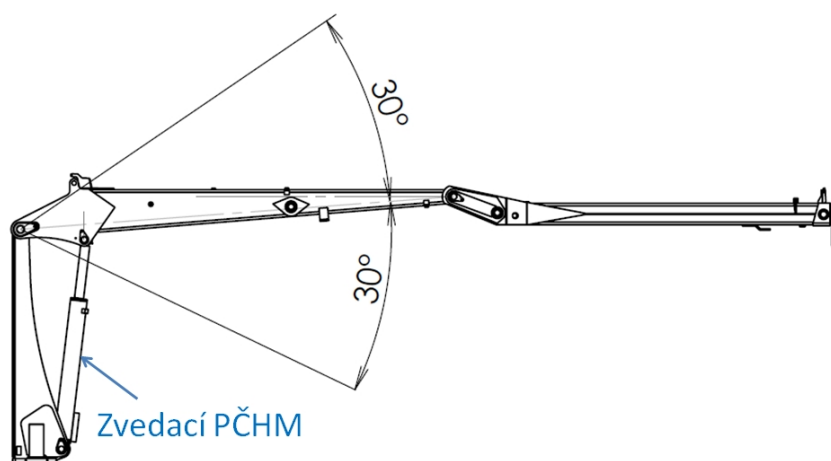
### 3 KONCEPCE VLASTNÍHO NÁVRHU

#### 3.1 NÁVRH ZVEDACÍHO PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Při návrhu průměru zvedacího PČHM je potřeba určit sílu na píst při pohybu celého výložníku v různých polohách. Budeme vycházet z předpokladu, že největší síla na píst je tehdy, kdy při pohybu výložníku je největší vyložení od osy otáčení, tedy kdy vzniká největší moment od výložníku. Oproti tomu moment od zvedacího PČHM je nejmenší v krajních polohách výložníku, kdy vzdálenost pístu od osy otáčení výložníku je nejkratší. Síla na píst je tedy přímo závislá na vzdálenosti výložníku a vzdálenosti pístu od osy otáčení výložníku při jmenovitém zatížení od břemene.

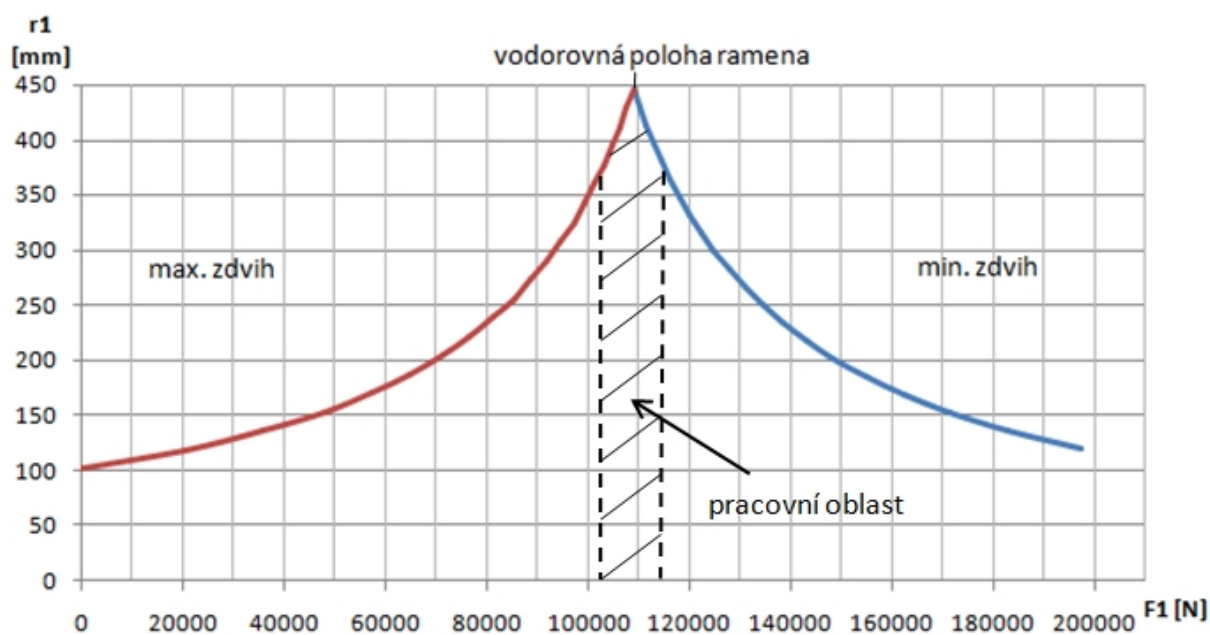
##### 3.1.1 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA ZVEDACÍ PČHM

Z praxe nejčastěji používané rozmezí polohy zvedacího ramene při běžných operacích nakládky-vykládky je  $\pm 30^\circ$  od horizontální polohy ramene (Obr. 29). V tomto rozmezí musí systém zvládnout maximální pracovní zatížení.



Obr. 29 Pracovní rozsah zvedacího ramena

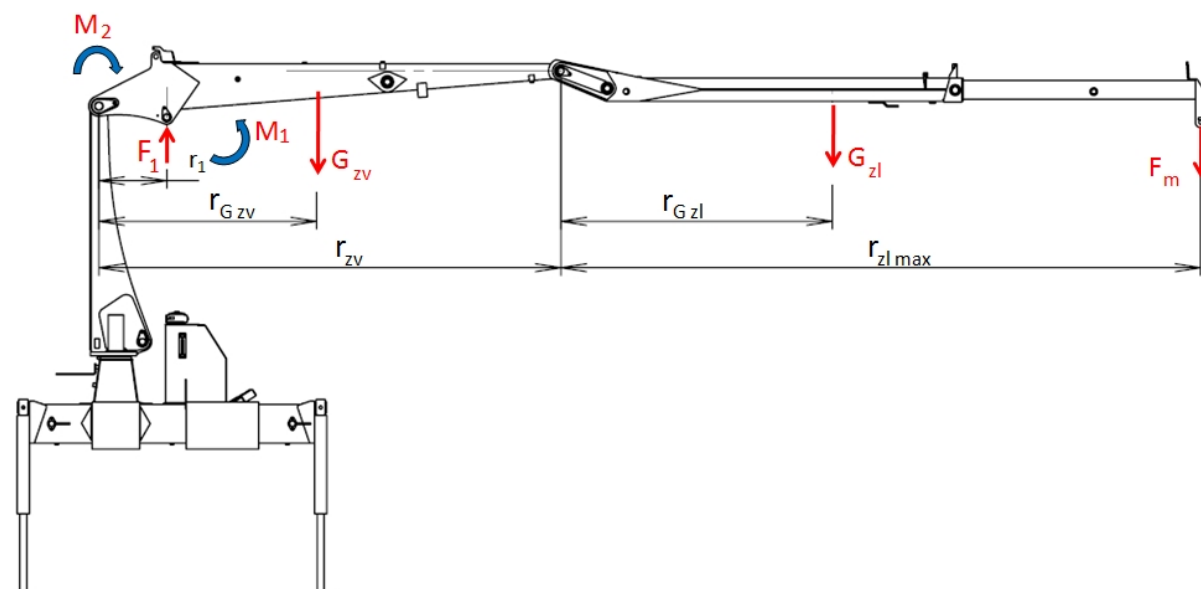
Pro zjištění průběhu velikosti síly na píst při pohybu celého výložníkového systému uvažujeme pohyb, kdy se celý výložník pohybuje z krajní polohy minimálního zdvihu pístu do maximální polohy zdvihu pístu. Rameno výsuvu je maximálně vysunuto, na konci výložníku působí hmotnost břemene  $m=575\text{ kg}$ . Průběh síly v závislosti na vzdálenosti pístní tyče od osy otáčení výložníku z krajní do maximální polohy zdvihu je znázorněn na (Obr. 30). Výpočet celého průběhu síly byl proveden v programu Excel.



Obr. 30 Velikost síly  $F_1$  při pohybu výložníku

### Výpočet síly na píst:

Ukázka výpočtu síly působící na píst ve vodorovné poloze (Obr. 31). Při výpočtu vycházíme z momentové rovnováhy výložníku.



Obr. 31 Síly působící na výložník

**Vstupní hodnoty:**

zadaná hmotnost břemene:  $m=575 \text{ kg}$

hmotnost zvedacího ramene v těžišti:  $m_{zv}=126 \text{ kg}$

hmotnost zlamovacího ramene v těžišti:  $m_{zl}=134 \text{ kg}$

Hmotnosti a polohy těžiště jednotlivých ramen zjištěny pomocí programu SolidWorks.

**Moment vytvářející zvedací PČHM:**

$$M_1 = F_1 \cdot r_1 \gg F_1 \quad (3)$$

neznámá síla působící na píst zvedacího PČHM  $F_1$

vzdálenost uložení pístnice od bodu otáčení výložníku  $r_1$

Sílu na píst určíme z momentové rovnováhy výložníku a zvedacího válce.

$$\sum M = 0: \quad M_1 = M_2 \quad (4)$$

$$F_1 \cdot r_1 = M_2 \gg F_1 = \frac{M_2}{r_1}$$

kde  $r_1=445,84 \text{ mm}$  odměřeno z modelu

**Zatěžovací moment od vnějších sil:**

$$M_2 = F_m \cdot (r_{zl \max} + r_{zv}) + G_{zv} \cdot r_{G \text{ zv}} + G_{zl} \cdot (r_{G \text{ zl}} + r_{zv}) \quad (5)$$

síla působící od břemene  $F_m = m \cdot g = 575 \cdot 9,81 = 5640 \text{ N}$

zatížení zvedacího ramene vlastní vahou v těžišti  $G_{zv} = m_{zv} \cdot g = 1236 \text{ N}$

zatížení zlamovacího ramene vlastní vahou v těžišti  $G_{zl} = m_{zl} \cdot g = 1314,5 \text{ N}$

vzdálenost zlamovacího ramena při maximálním výsuvu  $r_{zl \max} = 4,159 \text{ m}$

vzdálenost zvedacího ramene  $r_{zv} = 3,003 \text{ m}$

vzdálenost těžiště zvedacího ramena  $r_{G \text{ zv}} = 1,410 \text{ m}$

vzdálenost těžiště zlamovacího ramena  $r_{G \text{ zl}} = 1,762 \text{ m}$



potom

$$M_2 = 5640 \cdot (4,159 + 3,003) + 1236 \cdot 1,410 + 1314,5 \cdot (1,762 + 3,003) = 48400 \text{ Nm}$$

Síla na píst tedy je:

$$F_1 = \frac{M_2}{r_1} = \frac{48400}{0,44584} = 108559,2 \text{ N}$$

### 3.1.2 VÝPOČET PRŮMĚRŮ ZVEDACÍHO PČHM

Pro výpočet průměru zvedacího PČHM budeme uvažovat maximální sílu v pracovní oblasti z grafu (Obr. 30)  $F_1 = 114140 \text{ N}$ . Tato maximální síla nastane při sklopení výložníku dolů o  $30^\circ$  z vodorovné polohy. PČHM je v tomto okamžiku natočen o úhel  $\alpha_{zv} = 4,39^\circ$  od vertikální polohy. Aby síla působila přímo na pístnici, je třeba ji přepočítat.

$$F_{zv} = \frac{F_1}{\cos \alpha_{zv}} = \frac{114140}{\cos 4,39^\circ} = 114475,8 \text{ N} \quad (6)$$

**Plocha pod pístem:**

$$p = \frac{F_{zv}}{S_{zv}} \Rightarrow S_{zv} = \frac{F_{zv}}{p} \quad (7)$$

maximální síla na píst  $F_{zv} = 114475,8 \text{ N}$

vstupní tlak  $p = 18 \text{ MPa}$

potom

$$S_{zv} = \frac{114475,8}{18} = 6359,7 \text{ mm}^2$$

**Průměr válce zvedacího PČHM:**

$$S_{zv} = \frac{\pi \cdot D_{zv}^2}{4} \Rightarrow D_{zv} = \sqrt{\frac{S_{zv} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{6359,7 \cdot 4}{\pi}} = 89,98 \text{ mm} \quad (8)$$

Rameno je při manipulaci s břemenem zatíženo dynamickými rázy (houpající břemeno, neplynulý pohyb při ovládání) z tohoto důvodu volíme průměr zvedacího válce  $D_{zv} = 100 \text{ mm}$  dle [13].



### Průměr pístní tyče:

Průměr pístní tyče volíme dle doporučených rozměrů již vyráběných hydraulických válců  $d_{p\,zv}=63\text{ mm}$  dle [13].

### 3.1.3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET ZVEDACÍHO PČHM

PČHM je tlaková nádoba, kterou kontrolujeme na tlak. Pro náš průměr je dovolený tlak  $p_{dov}=50\text{ MPa}$  [14]. Zadaný maximální tlak je v rozmezí 18-21 MPa, tudíž PČHM dostatečně vyhovuje. U PČHM je nutná kontrola pístní tyče z hlediska vzpěru. Nejprve je třeba určit geometrické vlastnosti namáhaného prutu (pístní tyče) a podle štíhlosti prutu  $\lambda$  určit, zda je prut namáhán v oblasti prostého tlaku, nepružného vzpěru, nebo pružného vzpěru. [4]

#### Štíhlost pístní tyče:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} \quad (9)$$

délka pístní tyče dle zadané výkresové dokumentace  $l_{p\,zv}=951\text{ mm}$

redukováná délka pístní tyče  $l_{red}=l_{p\,zv}$  dle [5]

Poloměr setrvačnosti průřezu pístní tyče:

$$i = \sqrt{\frac{J_{p\,zv}}{S_{p\,zv}}} = \sqrt{\frac{J_{p\,zv}}{\frac{\pi \cdot d_{p\,zv}^2}{4}}} \quad (10)$$

průměr pístní tyče  $d_{p\,zv}=63\text{ mm}$

Kvadratický moment setrvačnosti průřezu pístní tyče:

$$J_{p\,zv} = \frac{\pi \cdot d_{p\,zv}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 63^4}{64} = 773271,7\text{ mm}^4 \quad (11)$$

potom poloměr setrvačnosti průřezu pístní tyče

$$i = \sqrt{\frac{773271,7}{\frac{\pi \cdot 63^2}{4}}} = 15,75\text{ mm}$$



potom štíhlost pístní tyče je:

$$\lambda = \frac{l_{pzv}}{i} = \frac{951}{15,75} = 60,38$$

**Mezní štíhlost pístní tyče:**

$$\lambda_m = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} \quad (12)$$

součinitel určující vazby v koncích pístní tyče (obecná vazba-obecná vazba)  $\alpha = \pi$  [5]

modul pružnosti  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

mez kluzu pro zvolený materiál pístní tyče CK 45  $R_e = 440 \text{ MPa}$  dle [14]

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{440}} = 68,63$$

pro  $\lambda < \lambda_m$  je pístní tyč namáhána v oblasti nepružného vzpěru, kontrolu provedeme podle Tetmajera.

**Kontrola pístnice dle Tetmajera:**

Maximální napětí, při jehož překročení dojde ke ztrátě stability prutu:

$$\sigma_{kr} = A - B \cdot \lambda \quad (13)$$

konstanty pro materiál CK 45  $A=335 \text{ MPa}$ ;  $B= 0,62 \text{ MPa}$

štíhlost pístní tyče  $\lambda=60,38$

$$\sigma_{kr} = 335 - 0,62 \cdot 60,38 = 297,56 \text{ MPa}$$

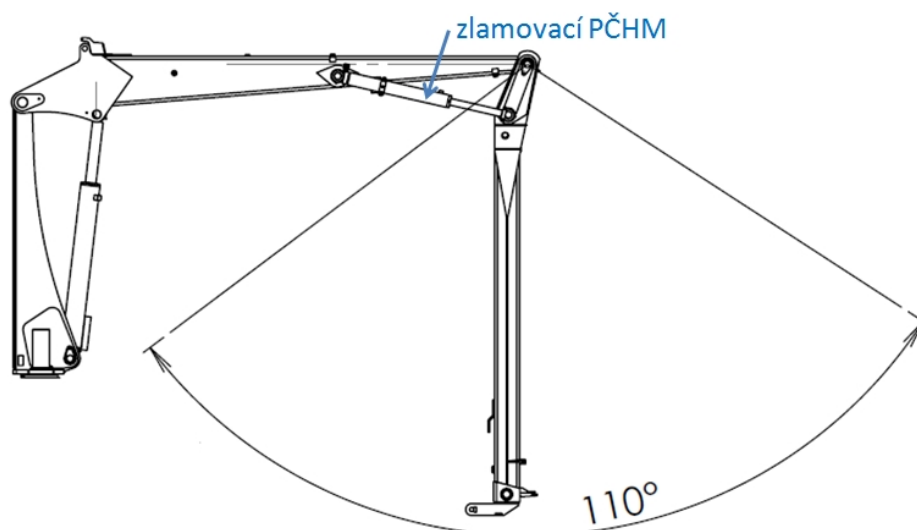
**Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability:**

$$k = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{kr}}{\frac{F_{zv}}{S_{pzv}}} = \frac{297,56}{\frac{114475,8}{\frac{\pi \cdot 63^2}{4}}} = 8,1 \quad (14)$$

Pístní tyč zvedacího PČHM vyhovuje s dostatečnou bezpečností.

### 3.2 NÁVRH ZLAMOVACÍHO PČHM

Při návrhu průměru zlamovacího PČHM je potřeba opět určit sílu na píst při pohybu zlamovacího ramena. Pro výpočet zvedacího PČHM byla brána v úvahu rovnoběžná poloha zlamovacího ramena se zvedacím ramenem. V praxi se však s takovou polohou neuvažuje, protože při ní působí velké síly na PČHM. Z praxe nejčastěji používané rozmezí pracovního rozsahu je zhruba  $100^\circ - 110^\circ$  (Obr. 32). Nutné dodat, že není dovoleno zvedat břemeno v jiné, než pracovní poloze zlamovacího ramena. Přesunutí zlamovacího ramena nad zvedací rameno je pouze za účelem přepravy. Je vycházeno z předpokladu, že největší síla na píst působí tehdy, kdy při pohybu ramene působí píst na nejmenší vzdálenosti od osy otáčení zlamovacího ramena, tedy když je největší výsuv zlamovacího PČHM. V této poloze ovšem nemůže rameno pracovat, protože se překlopí nad zvedací rameno a vzdálenost osy pístu od osy otáčení je nulová.

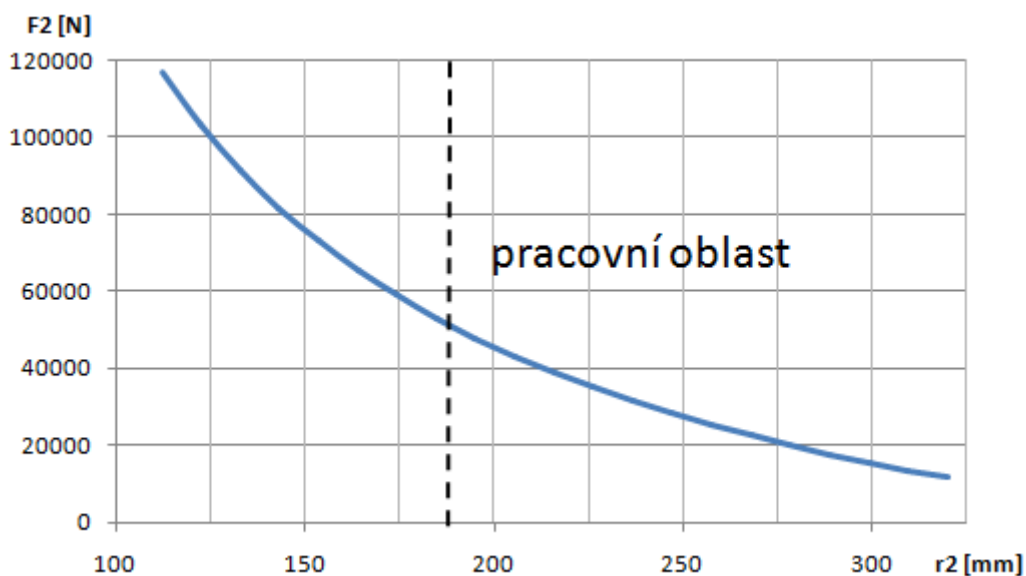


Obr. 32 Pracovní rozsah zlamovacího ramena

#### 3.2.1 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA ZLAMOVACÍ PČHM

Pro zjištění průběhu velikosti síly na píst při pohybu zlamovacího ramena je uvažován tedy pohyb, kdy se zlamovací rameno pohybuje ze svislé polohy do polohy, kdy je zlamovací rameno ve vodorovné poloze. Rameno výsuvu je uvažováno v poloze maximálního vysunutí, na konci ramena působí hmotnost břemene  $m=575\text{kg}$ . Průběh síly je v závislosti na vzdálenosti pístní tyče od osy otáčení zlamovacího ramena zobrazen na (Obr. 33). Výpočet celého průběhu síly byl proveden v programu Excel.

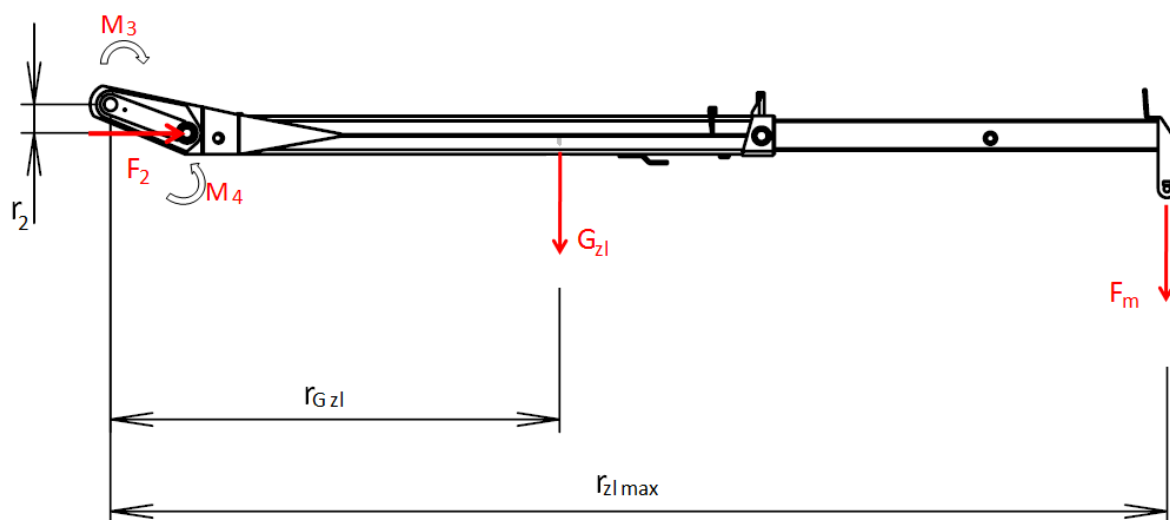




Obr. 33 Velikost síly  $F_2$  při pohybu zlamovacího ramene

### Výpočet síly na píst:

Ukázka výpočtu síly působící na píst ve vodorovné poloze (Obr. 34). Na každé straně zlamovacího ramene je jeden PČHM. Ve výpočtu se vychází z momentové rovnováhy na zlamovacím ramenu.



Obr. 34 Působení sil na zlamovacím ramenu



### Moment vytvářející zlomovací PČHM:

$$M_4 = 2 \cdot F_2 \cdot r_2 \Rightarrow F_2 \quad (15)$$

neznámá síla působící na píst zlomovacího válce  $F_2$

vzdálenost uložení pístnice od bodu otáčení výložníku  $r_2$

Sílu na píst určíme z momentové rovnováhy zlomovacího ramene a PČHM.

$$\sum M = 0: \quad M_4 = M_3 \quad (16)$$

$$2 \cdot F_2 \cdot r_2 = M_3 \Rightarrow F_2 = \frac{M_3}{2 \cdot r_2}$$

kde  $r_2 = 112 \text{ mm}$  odměřeno z modelu

### Zatěžovací moment od vnějších sil:

$$M_3 = F_m \cdot r_{zl \max} + G_{zl} \cdot r_{G \text{ zl}} \quad (17)$$

síla působící od břemene  $F_m = m \cdot g = 5640 \text{ N}$

zatížení zlomovacího ramene vlastní vahou v těžišti  $G_{zl} = m_{zl} \cdot g = 1314,5 \text{ N}$

vzdálenost zlomovacího ramena při maximálním výsuvu  $r_{zl \max} = 4,159 \text{ m}$

vzdálenost těžiště zlomovacího ramena  $r_{G \text{ zl}} = 1,762 \text{ m}$

potom

$$M_3 = 5640 \cdot 4,145 + 1314,5 \cdot 1,762 = 25693,9 \text{ Nm}$$

Síla na píst tedy je:

$$F_2 = \frac{M_3}{2 \cdot r_2} = \frac{25693,9}{2 \cdot 0,112} = 114704,9 \text{ N}$$

### 3.2.2 VÝPOČET PRŮMĚRŮ ZLAMOVACÍHO PČHM

Pro výpočet průměru zlomovacího PČHM budeme uvažovat maximální sílu v pracovní oblasti z grafu (Obr. 33). Tato maximální síla  $F_{2\max} = 53047 \text{ N}$  nastane při maximálním výsuvu PČHM, tedy kdy je rameno v nejvyšší poloze, pouze však v pracovní oblasti. PČHM je v tomto okamžiku natočen o úhel  $\beta = 4,7^\circ$  od vertikální polohy. Aby síla působila přímo na pístnici, je třeba ji přepočítat.



$$F_{zlv} = \frac{F_{2\max}}{\cos \beta} = \frac{53047}{\cos 4,7^\circ} = 53225,9 \text{ N} \quad (18)$$

maximální pracovní síla  $F_{2\max}=53047 \text{ N}$

**Plocha pod pístem:**

$$p = \frac{F_{zlv}}{S_{zlv}} \gg S_{zlv} = \frac{F_{zlv}}{p} \quad (19)$$

vstupní tlak  $p=18 \text{ MPa}$

potom

$$S_{zlv} = \frac{53225,9}{18} = 2956,99 \text{ mm}^2$$

**Průměr zvedacího válce PČHM:**

$$S_{zlv} = \frac{\pi \cdot D_{zlv}^2}{4} \Rightarrow D_{zlv} = \sqrt{\frac{S_{zlv} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{2956,99 \cdot 4}{\pi}} = 61,4 \text{ mm} \quad (20)$$

Rameno je při manipulaci s břemenem zatíženo dynamickými rázy (houpající břemeno, neplynulý pohyb při ovládání) z tohoto důvodu volíme průměr zvedacího válce  $D_{zlv}=70 \text{ mm}$  dle [9].

**Průměr pístní tyče:**

Průměr pístní tyče volíme dle doporučených rozměrů již vyráběných hydraulických válců  $d_{pziv}=45 \text{ mm}$  dle [9].

### 3.2.3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET ZLAMOvacího PČHM

**Štíhlost pístní tyče:**

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} \quad (21)$$

redukována délka pístní tyče  $l_{red}=l_{pziv}$  dle [5]

délka pístní tyče dle zadané výkresové dokumentace  $l_{pziv}=821 \text{ mm}$



Poloměr setrvačnosti průřezu pístní tyče:

$$i = \sqrt{\frac{J_{pzlv}}{S_{zlv}}} = \sqrt{\frac{J_{pzlv}}{\frac{\pi \cdot d_{pzlv}^2}{4}}} \quad (22)$$

průměr pístní tyče  $d_{pzlv} = 45 \text{ mm}$

Kvadratický moment setrvačnosti průřezu pístní tyče:

$$J_{pzlv} = \frac{\pi \cdot d_{pzlv}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 45^4}{64} = 201288,96 \text{ mm}^4 \quad (23)$$

potom poloměr setrvačnosti průřezu pístní tyče

$$i = \sqrt{\frac{201288,96}{\frac{\pi \cdot 45^2}{4}}} = 11,25 \text{ mm}$$

potom štíhlost pístní tyče

$$\lambda = \frac{l_{pzlv}}{i} = \frac{821}{11,25} = 72,97$$

**Mezní štíhlost pístní tyče:**

$$\lambda_m = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} \quad (24)$$

součinitel určující vazby v koncích pístní tyče (obecná vazba-obecná vazba)  $\alpha=\pi$

modul pružnosti  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

mez kluzu pro zvolený materiál pístní tyče CK 45  $R_e = 440 \text{ MPa}$  dle [14]

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{440}} = 68,63$$

pro  $\lambda > \lambda_m$  je pístní tyč namáhána v oblasti pružného vzpěru, kontrolu provedeme podle Eulera



### Kontrola písní tyče dle Euler:

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{72,97^2} = 389,25 \text{ MPa} \quad (25)$$

Bezpečnost je dána poměrem:

$$k = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{kr}}{\frac{F_{zlv}}{S_{pzlv}}} = \frac{389,25}{\frac{53225,9}{\frac{\pi \cdot 45^2}{4}}} = 11,6 \quad (26)$$

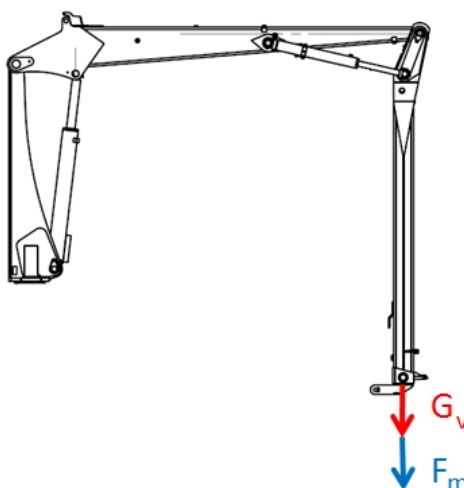
Písní tyč zlamovacího PČHM na vzpěr dostatečně vyhovuje.

## 3.3 NÁVRH PČHM VÝSUVU

PČHM výsuvu slouží pro vysunutí a zasunutí výsuvného ramena. Výsuvným ramenem je tak zvětšován dosah hydraulického jeřábu. Z toho důvodu je zde kladen důraz na jeho maximální délku výsuvu (zdvihu).

### 3.3.1 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA PČHM VÝSUVU

PČHM výsuvu je nejvíce namáhán při zasouvání výsuvného ramene (zvedání břemena), když je zlamovací rameno (tedy i rameno výsuvu) ve vertikální poloze (Obr. 35). V této poloze by měl být PČMH výsuvu konstruován na dvojnásobnou zadanou hmotnost břemene  $m = 2 \cdot 575 \text{ kg}$ .



Obr. 35 Působení sil na PČHM výsuvu



### **Síla působící na PČHM výsuvu:**

$$F_v = F_{2m} + G_v \quad (27)$$

síla od břemene  $F_{2m} = 2 \cdot m \cdot g = 2 \cdot 575 \cdot 9,81 = 11281,5 \text{ N}$

zatížení ramena výsuvu vlastní vahou  $G_v = m_v \cdot g = 45 \cdot 9,81 = 441,45 \text{ N}$

potom síla působící na PČHM

$$F_v = 11281,5 + 441,45 = 11722,95 \text{ N}$$

### **3.3.2 VÝPOČET PRŮMĚRU PČHM VÝSUVU**

Průměr válce a pístní tyče PČHM je počítán z potřebné zasouvací (v našem případě zvedací) síly.

#### **Plocha mezikruží nad pístem:**

$$p = \frac{F_v}{S_{v,z}} \Rightarrow S_{v,z} = \frac{F_v}{p} \quad (28)$$

vstupní tlak  $p = 18 \text{ MPa}$

potom

$$S_{v,z} = \frac{11722,95}{18} = 651,275 \text{ mm}^2$$

Pístnice je v tomto případě namáhaná na tah. Z dovoleného napětí v tahu je vypočítán minimální průměr pístní tyče. Materiál pístní tyče volíme chromovanou ocel CK45 [14].

#### **Tah:**

$$\sigma_{t,v} = \frac{F_v}{S_{pv}} = \frac{F_v}{\frac{\pi \cdot d_{pv}^2}{4}} \leq \sigma_{Dt} \quad (29)$$

dovolené napětí v tahu pro střídavý způsob zatěžování je dle [6]  $\sigma_{Dt} = 115 \text{ MPa}$



potom průměr pístní tyče PČHM výsuvu

$$d_{pv} = \sqrt{\frac{F_v \cdot 4}{\pi \cdot \sigma_{Dt}}} = \sqrt{\frac{11722,95 \cdot 4}{\pi \cdot 115}} = 11,39 \text{ mm}$$

dle [9] zvolen průměr pístní tyče  $d_{pv} = 18 \text{ mm}$  a z toho vyplývající průměr válce výsuvu  $D_v = 32 \text{ mm}$ .

Celková plocha nad pístem z navržených průměrů tedy je:

$$S_{v \text{ celk}} = \frac{\pi \cdot (D_v^2 - d_{pv}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (32^2 - 18^2)}{4} = 549,78 \text{ mm}^2 \quad (30)$$

$$S_{v \text{ celk}} = 549,78 < S_{v,z} = 651,275$$

Vypočítané průměry sice vyhovují z hlediska pevnosti, ale celková plocha mezikruží nad pístem je menší než požadovaná plocha pro zvednutí břemena  $S_{v,z}$ . Síla pro zasouvání pístu (zvedání břemene) je tím pádem nižší a nedostačující. Proto jsou zvoleny průměry o řád vyšší dle [9], které dostatečně vyhovují.

průměr válce výsuvu  $D_v = 40 \text{ mm}$ , průměr pístní tyče  $d_{pv} = 25 \text{ mm}$

### 3.4 DÍLČÍ ZÁVĚR NÁVRHU PČHM VÝLOŽNÍKU

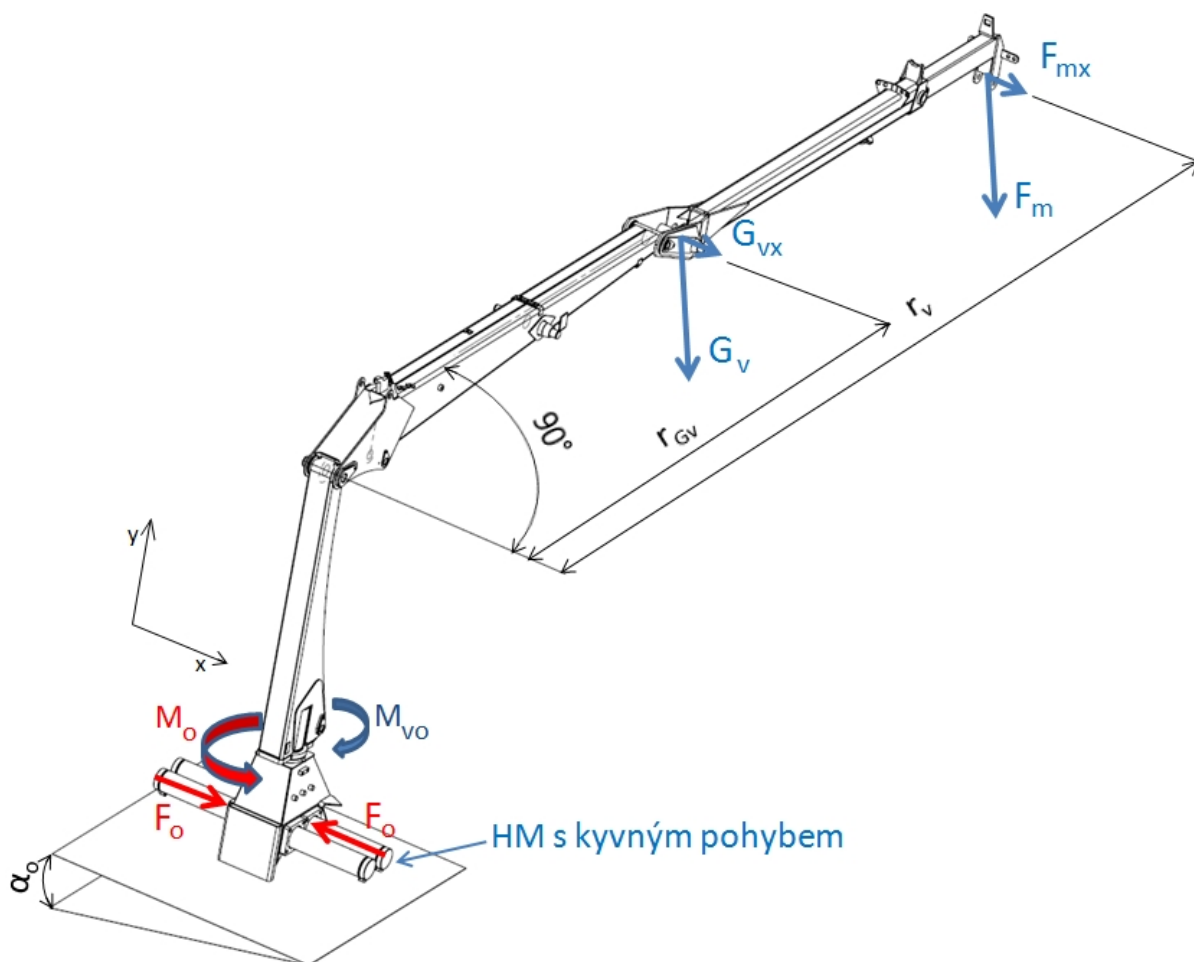
Pro výpočet zvedacího a zlamovacího PČHM nebyla brána v úvahu samotná hmotnost PČHM zlamovacího ramene a výsuvu, protože nebyly známy jejich rozměry. Po přičtení hmotností těchto PČHM (celkově 70 kg) se zatěžovací moment zvýšil na  $M_2 = 51500 \text{ Nm}$ , tedy přibližně o 10%. Navržený zvedací PČHM je dostatečně naddimenzován a jeho zvedací moment  $M_1 = 63031 \text{ Nm}$  převyšuje zatěžovací moment o 18%. U zlamovacího PČHM se přidaná hmotnost (18 kg) PČHM výsuvu projevila jen nepatrně o max. 5%.

### 3.5 NÁVRH HYDROMOTORU OTOČE

Popis způsobu realizace pohybu otoče byl popsán v kapitole 2. U zadaného hydraulického jeřábu AZ 570 je použit hydromotor s kyvným pohybem, které si společnost Agama a.s. sama vyrábí, z důvodu jejich nižších výrobních nákladů.

#### 3.5.1 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA HYDROMOTOR OTOČE

Pro zjištění maximální velikosti síly na HM otoče při otáčení jeřábu je uvažována maximální síla tehdy, kdy se jeřáb otáčí v nakloněném stavu. Z praxe se uvádí maximální náklon do  $\alpha_0 = 10^\circ$ . Maximální síla nastane, když je jeřáb natočen o  $90^\circ$  (ke svahu) viz (Obr. 36). V tomto okamžiku působí na otoč největší moment od vnějšího zatížení. V úvahu je bráno i tření v ložisku otoče a to jak v radiálním, tak axiálním směru.



Obr. 36 Síly působící na otoč jeřábu



**Moment vytvářený kyvným HM:**

$$M_o = 2 \cdot (F_o \cdot r_o) \gg F_o \quad (31)$$

**Zatěžovací moment HM otoče od vnějšího zatížení:**

$$M_{vo} = F_{mx} \cdot r_v + G_{vx} \cdot r_{Gv} = F_m \cdot \sin \alpha_o \cdot r_v + G_v \cdot \sin \alpha_o \cdot r_{Gv} \quad (32)$$

zatížení výložníku vlastní vahou v těžišti

$$G_v = G_{hl} + G_{zl} + (2 \cdot m_{p\check{C}HMzl} + m_{p\check{C}HMv}) \cdot g =$$

$$= 1236 + 1314,5 + (2 \cdot 9,8 + 14) \cdot 9,81 = 2880,1 \text{ N}$$

vzdálenost ramena výložníku  $r_v = 7,030 \text{ m}$

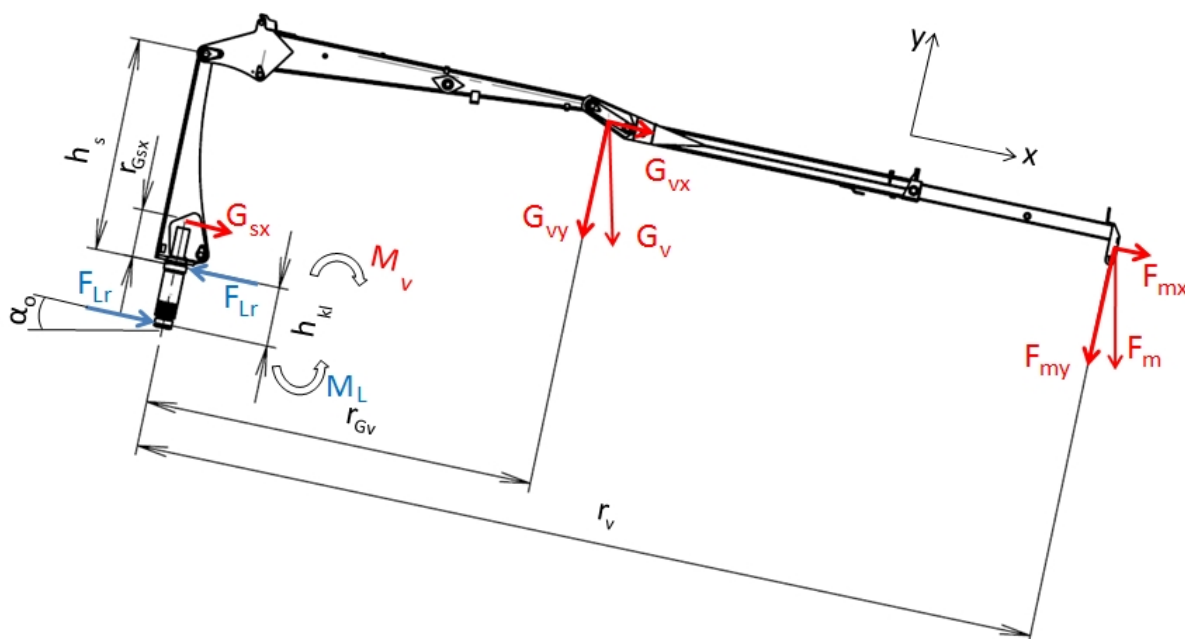
vzdálenost těžiště výložníku  $r_{Gv} = 2,3 \text{ m}$

potom

$$M_{vo} = 5640 \cdot \sin 10^\circ \cdot 7,030 + 2880,1 \cdot \sin 10^\circ \cdot 2,3 = 8035,29 \text{ Nm}$$

**Třecí moment v ložisku otoče:**

Maximální třecí síly v ložisku nastanou v případě, kdy je celý jeřáb nakloněný po svahu dolů  $\alpha_o = 10^\circ$  (Obr. 37).



Obr. 37 Zatížení ložiska otoče



### Moment od vnějšího zatížení a hmotnosti jeřábu:

$$\begin{aligned}
 M_v &= F_{my} \cdot r_v + G_{vy} \cdot r_{Gv} + F_{mx} \cdot h_s + G_{vx} \cdot h_s + G_{sx} \cdot r_{Gsx} = \\
 &= F_m \cdot \cos \alpha_o \cdot r_v + G_v \cdot \cos \alpha_o \cdot r_{Gv} + F_m \cdot \sin 10^\circ \cdot h_s + G_v \cdot \sin 10^\circ \cdot h_s + \\
 &\quad + G_{sx} \cdot r_{Gsx}
 \end{aligned} \tag{33}$$

zatížení sloupu vlastní vahou v jeho těžišti ve směru osy  $x$

$$G_{sx} = G_s \cdot \sin \alpha_o = (m_s + m_{P\check{C}HMzv}) \cdot g \cdot \sin 10^\circ =$$

$$= (140 + 28) \cdot 9,81 \cdot \sin 10^\circ = 286,19 \text{ N}$$

hmotnost zvedacího PČHM  $m_{P\check{C}HMzv} = 28 \text{ kg}$

vzdálenost těžiště sloupu  $r_{Gsx} = 0,59 \text{ m}$

výška sloupu  $h_s = 1,870 \text{ m}$

potom výsledný moment od vnějšího zatížení a hmotnosti jeřábu:

$$\begin{aligned}
 M_v &= 5640 \cdot \cos 10^\circ \cdot 7,030 + 2880,1 \cdot \cos 10^\circ \cdot 2,3 + 5640 \cdot \sin 10^\circ \cdot 1,870 + \\
 &+ 2880,1 \cdot \sin 10^\circ \cdot 1,870 + 286,19 \cdot 0,59 = 48505,7 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

### Moment v ložisku:

$$M_L = 2 \cdot F_L \cdot \frac{h_{kl}}{2} = F_L \cdot h_{kl} \Rightarrow F_L \tag{34}$$

radiální síla zavedená v těžišti kluzné plochy kluzného ložiska otoče  $F_L$

rameno sil zachycujících moment v kluzných ložiscích  $h_{kl} = 458 \text{ mm}$

Ložisko otoče musí zachytit všechny ohybové momenty od břemena a vlastní hmotnosti výložníku jeřábu.

$$\sum M = 0: \quad M_L = M_v \tag{35}$$

$$M_L = F_L \cdot h_{kl} \Rightarrow F_L = \frac{M_L}{h_{kl}} = \frac{48505,7}{0,458} = 105907,67 \text{ N}$$

**Třecí moment od radiální síly:**

$$M_{Trad} = F_L \cdot f_1 \cdot \frac{D_{L1}}{2} + F_L \cdot f_1 \cdot \frac{D_{L2}}{2} \quad (36)$$

vnější průměr horního kluzného ložiska  $D_{L1} = 171,35 \text{ mm}$

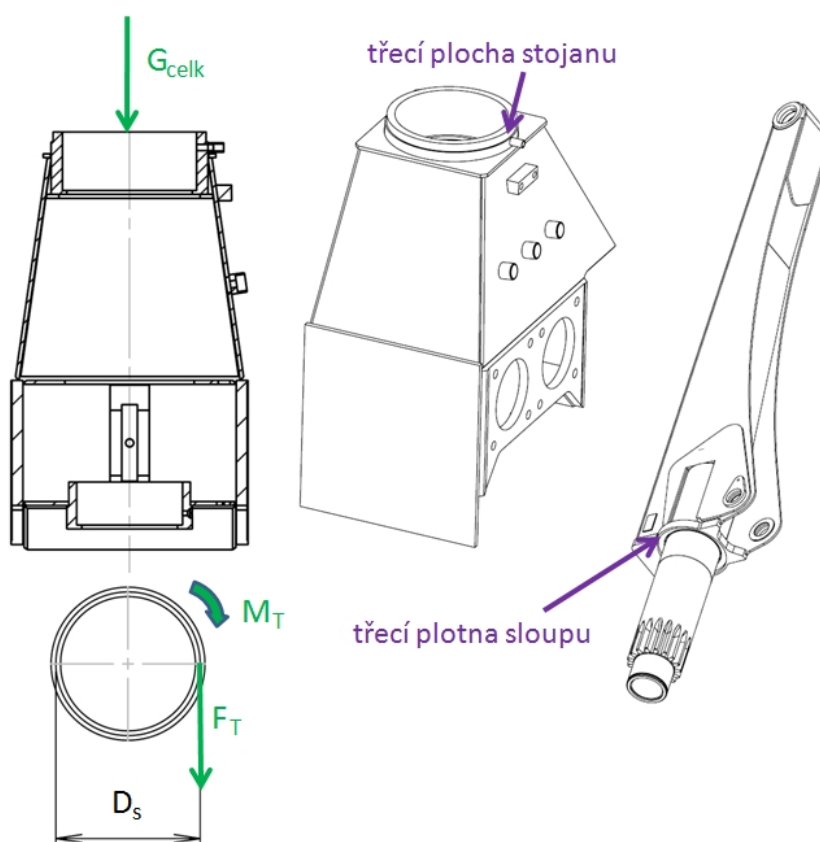
vnější průměr spodního kluzného ložiska  $D_{L2} = 135,3 \text{ mm}$

součinitel smykového tření ocel - bronz (bronzové kluzné ložisko mazaného plastickým mazivem)  $f_1 = 0,1$  dle [17]

$$M_{Trad} = 105907,67 \cdot 0,1 \cdot \frac{0,17135}{2} + 105907,67 \cdot 0,1 \cdot \frac{0,1353}{2} = 1623,83 \text{ Nm}$$

**Třecí moment od axiálního zatížení:**

Pro výpočet je uvažováno axiální zatížení třecí desky stojanu (Obr. 38) od břemena a vlastní hmotnosti výložníku jeřábu ve vertikálním směru.



Obr. 38 Axiální zatížení stojanu otoče



### Axiální zatížení stojanu

$$G_{celk} = G_v + G_s + F_m = G_v + (m_s + m_{P\check{C}HMzv}) \cdot g + F_m =$$

$$= 2880,1 + (140 + 28) \cdot 9,81 + 5640 = 10168,18 \text{ N}$$
(37)

### Třecí moment na třecí desce stojanu:

$$M_{Taxial} = F_T \cdot \frac{D_s}{2} = G_{celk} \cdot f_2 \cdot \frac{D_s}{2}$$

střední průměr mezikruží třecí plochy  $D_s = 163,38 \text{ mm}$

součinitel smykového tření ocel - ocel (mazáno)  $f_2 = 0,12$  dle [17]

potom třecí moment od axiálního zatížení je:

$$M_{Taxial} = 10168,18 \cdot 0,12 \cdot \frac{0,16338}{2} = 99,68 \text{ Nm}$$

Pro otočení jeřábu musí HM s kyvným pohybem překonat všechny vypočítané momenty působící proti jeho pohybu.

$$\sum M = 0: \quad M_o = M_{celk}$$
(38)

dle rovnice (31) je moment od HM  $M_o = 2 \cdot F_o \cdot r_o$

roztečný poloměr ozubení na čepu sloupu  $r_o = 68 \text{ mm}$

celkový moment působící proti pohybu HM s kyvným pohybem je:

$$M_{celk} = M_{vo} + M_{Trad} + M_{Taxial} = 8035,29 + 1623,83 + 99,68 = 9758,8 \text{ Nm}$$

Síla působící na jeden píst kyvného HM potom je:

$$2 \cdot F_o \cdot r_o = M_{celk} \Rightarrow F_o = \frac{M_{celk}}{2 \cdot r_o} = \frac{9758,8}{2 \cdot 0,068} = 71755,88 \text{ N}$$



### 3.5.2 VÝPOČET PRŮMĚRŮ HYDROMOTORU S KYVNÝM POHYBEM

**Plocha pod pístem:**

$$p = \frac{F_o}{S_o} \Rightarrow S_o = \frac{F_o}{p} \quad (39)$$

vstupní tlak nastavený na sekundárním pojistném ventilu z důvodu bezpečnosti při otáčení  $p = 16 \text{ MPa}$

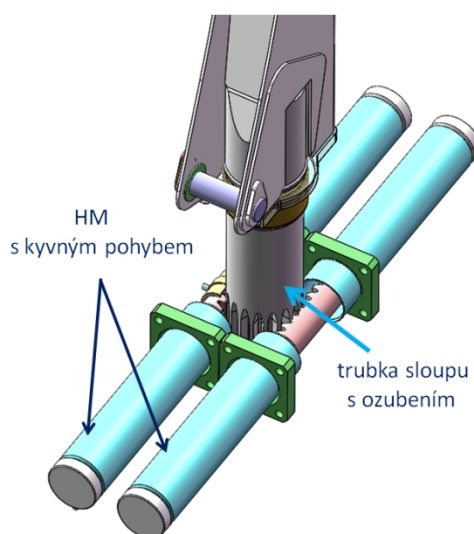
potom plocha pístu

$$S_o = \frac{71755,88}{16} = 4484,74 \text{ mm}^2$$

**Průměr pístu hydromotoru:**

$$S_o = \frac{\pi \cdot D_o^2}{4} \gg D_o = \sqrt{\frac{S_o \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{4484,74 \cdot 4}{\pi}} = 75,57 \text{ mm} \quad (40)$$

Průměr pístní tyče u HM s kyvným pohybem je třeba zohlednit podle průměru trubky sloupu, který je důležitou nosnou částí konstrukce (Obr. 39). Trubky sloupů jsou často unifikovaným dílem, používaným pro více typů hydraulických jeřábů. Od průměru trubky se odvíjí rozměr ozubení pro hřeben kyvného hydromotoru, a tedy i průměr pístní tyče, který ovšem nesmí být menší než vypočítaný  $D_o = 75,57 \text{ mm}$ . U zadaného typu hydraulického jeřábu AZ570 jsou použity HM s průměrem  $D_o = 100 \text{ mm}$ .



Obr. 39 Systém otáčení jeřábu

### 3.6 NÁVRH PČHM STABILIZAČNÍCH PODPĚŘ

*Zařízení pro podepření nosné konstrukce, spojené se základnou jeřábu nebo s vozidlem, zajišťující stabilitu, aby nedošlo ke zdvihnutí vozidla z podkladu. [2]*

Stabilizační podpěry slouží pro stabilizaci hydraulického jeřábu při jeho pohybu. PČHM stabilizačních podpěr neslouží pro zvedání vozidla, ani pro nivelizaci jeřábu do vodorovné polohy.

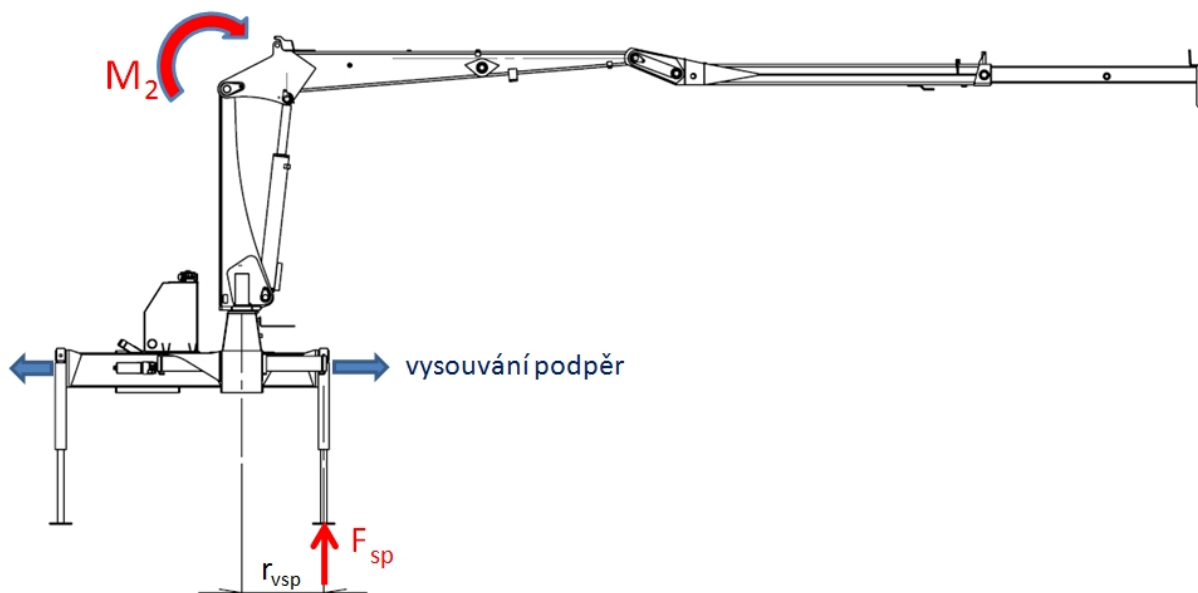
Průměr pístu a pístní tyče jsou zvoleny na základě zadané výkresové dokumentace. Vzhledem ke způsobu používání není PČHM navrhován pro zvedání, pouze je kontrolována pístní tyč z hlediska vzpěrné stability.

Průměr pístu zvolen  $D_{sp} = 70 \text{ mm}$

Průměr pístní tyče zvolen  $d_{sp} = 45 \text{ mm}$

#### 3.6.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET PČHM STABILIZAČNÍCH PODPĚŘ

Sloup jeřábu není na základně uložen na střed (Obr. 40). Pro výpočet je proto uvažována bližší stabilizační podpěra ke sloupu jeřábu, při nejméně vhodné situaci nulového vysunutí podpěry v horizontálním směru.



Obr. 40 Zatížení PČHM stabilizační podpěry



**Síla působící na pístní tyč:**

$$F_{sp} \cdot r_{vsp} = M_2$$

zatěžovací moment od vnějšího zatížení  $M_2 = 51500 \text{ Nm}$  viz. kapitola 3.2

vzdálenost PČHM od osy otáčení sloupu jeřábu  $r_{vsp} = 600 \text{ mm}$

potom síla na pístní tyč je:

$$F_{sp} = \frac{M_2}{r_{vsp}} = \frac{51500}{0,6} = 85833,33 \text{ N}$$

**Štíhlost pístní tyče:**

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} \quad (41)$$

redukována délka pístní tyče (obecná vazba-vetknutí)  $l_{red} = \frac{l_{psp}}{\sqrt{2}}$  dle [5]

délka pístní tyče dle výkresové dokumentace  $l_{psp} = 635 \text{ mm}$

Poloměr setrvačnosti průřezu pístní tyče:

$$i = \sqrt{\frac{J_{sp}}{S_{sp}}} = \sqrt{\frac{J_{sp}}{\frac{\pi \cdot d_{sp}^2}{4}}} \quad (42)$$

průměr pístní tyče  $d_{sp} = 45 \text{ mm}$

Kvadratický moment setrvačnosti průřezu pístní tyče:

$$J_{sp} = \frac{\pi \cdot d_{sp}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 45^4}{64} = 201288,96 \text{ mm}^4 \quad (43)$$

potom poloměr setrvačnosti průřezu pístní tyče

$$i = \sqrt{\frac{201288,96}{\frac{\pi \cdot 45^2}{4}}} = 11,25 \text{ mm}$$



potom štíhlost pístní tyče je

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} = \frac{\frac{l_{psp}}{\sqrt{2}}}{i} = \frac{449}{11,25} = 39,9$$

**Mezní štíhlost pístní tyče:**

$$\lambda_m = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} \quad (44)$$

součinitel určující vazby v koncích pístní tyče (obecná vazba-vetknutí)  $\alpha = \frac{\pi}{\sqrt{2}}$

modul pružnosti  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

mez kluzu pro zvolený materiál pístní tyče CK 45  $R_e = 440 \text{ MPa}$  dle [14]

$$\lambda_m = \frac{\pi}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{440}} = 48,53$$

pro  $\lambda > \lambda_m$  je pístní tyč namáhána v oblasti pružného vzpěru, kontrolu provedeme podle Eulera

**Kontrola pístní tyče dle Eulera:**

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{39,9^2} = 1301,89 \text{ MPa} \quad (45)$$

Bezpečnost je dána poměrem:

$$k = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{kr}}{\frac{F_{sp}}{S_{sp}}} = \frac{1301,89}{\frac{85833,33}{\frac{\pi \cdot 45^2}{4}}} = 24,1 \quad (46)$$

Pístní tyč PČHM stabilizačních podpěr na vzpěr dostatečně vyhovuje a je naddimenzována i pro případné nechtěné nadzvednutí části nezátíženého automobilu a jeho následného zatížení nákladem.





## 4 TLAKY A PRŮTOKY JEDNOTLIVÝCH HYDROMOTORŮ

### 4.1 PČHM ZDVIHU

#### Rychlost vysunutí:

Pro vysunutí PČHM zdvihu je uvažován nejvyšší možný průtok v systému, tedy maximální průtok hydrogenerátoru.

$$v_{zd} = \frac{Q}{S_{zv}} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_{zv}^2}{4}} \quad (47)$$

průtok hydrogenerátoru  $Q = 40,7 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$

průměr zvedacího válce  $D_{zv} = 100 \text{ mm}$

rychlost potom je

$$v_{zd} = \frac{40,7 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 60} = 0,086 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### Doba vysunutí:

$$t_{vzd} = \frac{S_{zv} \cdot Z_{zv}}{Q} \quad (48)$$

délka zdvihu  $Z_{zv} = 860 \text{ mm}$

doba vysunutí potom je

$$t_{vzd} = \frac{\frac{\pi \cdot D_{zv}^2}{4} \cdot Z_{zv}}{\frac{Q \cdot 10^{-3}}{60}} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 0,86}{\frac{40,7 \cdot 10^{-3}}{60}} = 10 \text{ s}$$

Rychlosti pohybu, tedy i časy vysunutí a zasunutí pístu, by měly být přibližně stejné. Z důvodu rozdílných objemů nad a pod pístem musí být pro zachování stejného času průtok nad pístem škrcen.



Průtok pro zasunutí:

$$Q_{zd} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{zv}^2 - d_{p\ zv}^2) \cdot Z_{zv}}{t_{vz}} \quad (49)$$

průměr pístní tyče  $d_{p\ zv} = 63\ mm$

potom potřebný průtok je

$$Q_{zd} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (0,1^2 - 0,063^2) \cdot 0,86}{10} \cdot 10^3 \cdot 60 = 24,44\ l \cdot min^{-1}$$

Rychlost zvedání na konci výložníku při maximálním vyložení v místě vodorovné polohy:

$$v_v = \frac{v_z}{r_1} \cdot r_v \quad (50)$$

vzdálenost uložení pístnice od bodu otáčení výložníku  $r_1 = 0,445\ m$

vzdálenost ramena výložníku  $r_v = 7,030\ m$

potom rychlost výložníku bude

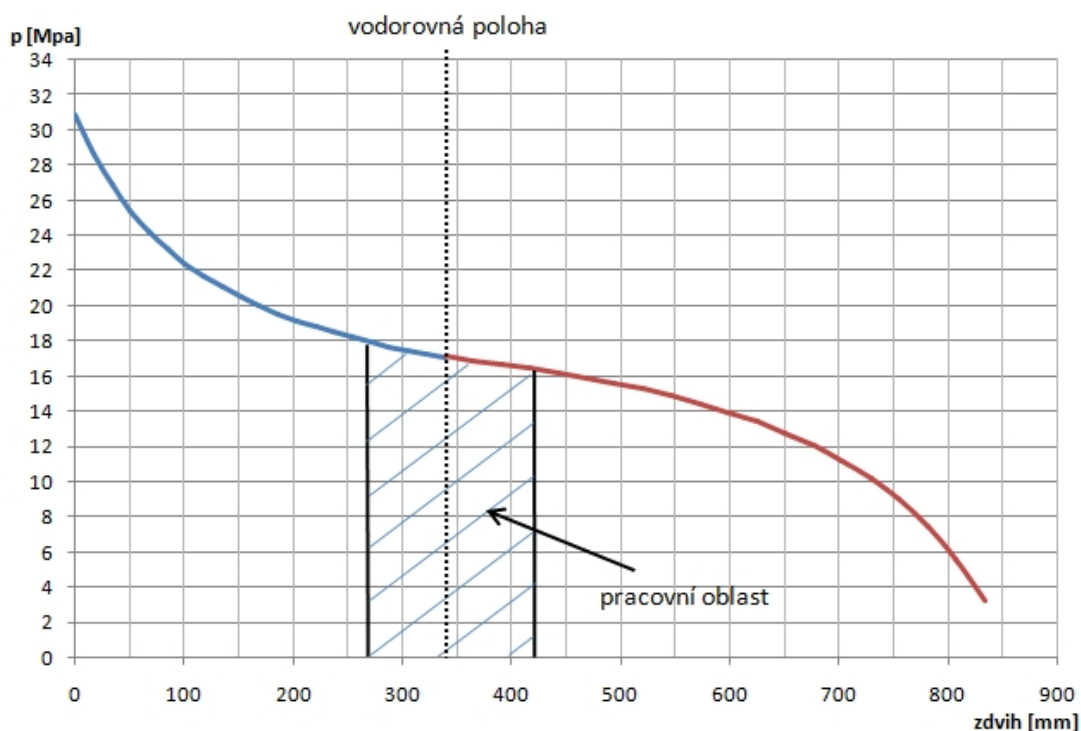
$$v_v = \frac{0,086}{0,445} \cdot 7,030 = 1,36\ m \cdot s^{-1}$$

Nejběžněji dochází ke zdvihání břemena v polovině výložníku. Zlamovací rameno je ve svislé poloze. Rychlost zdvihání je v tomto místě  $v_v = 0,58\ m \cdot s^{-1}$ . Tato rychlost je dostačující.



### Tlak na PČHM zdvihu:

Průběh tlaku při maximálním vyložení a zatížení břemenem v závislosti na vysunutí PČHM zdvihu (Obr. 41).



Obr. 41 Průběh tlaku zvedacího PČHM

### Nastavení sekundárních pojistných ventilů:

**II. A3R: 20 MPa** (větev pro vysunutí PČHM zdvihu)

**II. B3R: 12 MPa** (větev pro zasouvání PČHM zdvihu)

Nastaven nižší tlak z důvodu zamezení nežádoucích pohybů zvedacího ramena. Například zachycení za překážku a nadzvedávání tak celého jeřábu.



## 4.2 ZLAMOVACÍ PČHM

### Rychlost vysunutí:

Pro vysunutí zlamovacího PČHM je uvažován nejvyšší možný průtok v systému, tedy maximální průtok hydrogenerátoru. Zlamovací PČHM jsou dva, tudíž průtok na každém z nich bude poloviční.

$$v_{zl} = \frac{\frac{Q}{2}}{S_{zv}} = \frac{\frac{Q}{2}}{\frac{\pi \cdot D_{zlv}^2}{4}} \quad (51)$$

průtok hydrogenerátoru  $Q = 40,7 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$

průměr zlamovacího válce  $D_{zlv} = 70 \text{ mm}$

rychlost potom je

$$v_{zl} = \frac{\frac{40,7}{2} \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot 0,07^2}{4} \cdot 60} = 0,088 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Doba vysunutí:

$$t_{vzl} = \frac{S_{zlv} \cdot Z_{zl}}{\frac{Q}{2}} \quad (52)$$

délka zdvihu  $Z_{zl} = 620 \text{ mm}$

doba vysunutí potom je

$$t_{vzl} = \frac{\frac{\pi \cdot D_{zlv}^2}{4} \cdot Z_{zl}}{\frac{Q \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 60}} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,07^2}{4} \cdot 0,62}{\frac{40,7 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 60}} = 7 \text{ s}$$

Stejně jako u zvedacího PČHM by rychlosti pohybu, tedy i časy vysunutí a zasunutí pístu, měly být přibližně stejné. Z důvodu rozdílných objemů nad a pod pístem musí být pro zachování stejného času průtok nad pístem škrcen.

**Průtok pro zasunutí:**

$$Q_{z\,zl} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{zlv}^2 - d_{p\,zlv}^2) \cdot Z_{zlv}}{t_{vzl}} \quad (53)$$

průměr pístní tyče  $d_{p\,zv} = 45 \text{ mm}$

průměr zlamovacího válce  $D_{zlv} = 70 \text{ mm}$

délka zdvihu  $Z_{zl} = 620 \text{ mm}$

potřebný průtok potom je

$$Q_{z\,zl} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (0,07^2 - 0,045^2) \cdot 0,62}{7} \cdot 10^3 \cdot 60 = 12 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Rychlost pohybu na konci zlamovacího ramene v místě svislé polohy při maximálním vysunutí ramena výsuvu:

$$v_{zlr} = \frac{v_{zl}}{r_2} \cdot r_{zl\,max} \quad (54)$$

vzdálenost uložení pístnice od bodu otáčení výložníku  $r_2 = 0,32 \text{ m}$

vzdálenost zlamovacího ramena při maximálním výsuvu  $r_{zl\,max} = 4,159 \text{ m}$

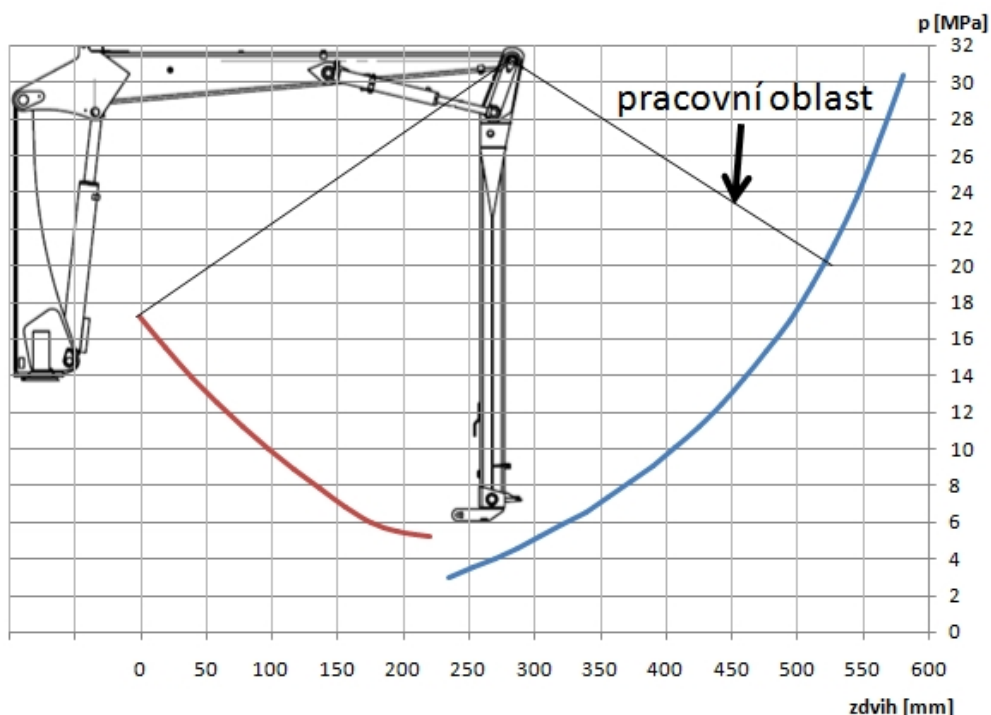
potom rychlost zlamovacího ramena bude

$$v_{zlr} = \frac{0,088}{0,32} \cdot 4,159 = 1,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$



### Tlak na zlamovací PČHM:

Průběh tlaku při maximální vyložení a zatížení břemenem v závislosti na vysunutí zlamovacího PČHM (Obr. 42). Na grafu je uveden průběh tlaku pro zasouvání (červeně) a vysouvání (modře) PČHM ze svislé polohy zlamovacího ramene.



Obr. 42 Průběh tlaku zlamovacího PČHM

### Nastavení sekundárních pojistných ventilů:

#### **II. A2L: 20 MPa** (větev pro vysunutí zlamovacího PČHM)

Břemeno je v tomto směru zvedáno. Tlak nastaven o 1 MPa vyšší než primární pojistný ventil pro případné přetížení.

#### **II. B2L: 12 MPa** (větev pro zasouvání zlamovacího PČHM)

Nastaven nižší tlak z důvodu zamezení nežádoucích pohybů zlamovacího ramena. Například zachycení za překážku a přitahování tak celého jeřábu, nebo nárazu ramena do překážky.



### 4.3 PČHM VÝSUVU

#### Rychlost vysunutí:

Pro vysunutí PČHM výsuvu je uvažován nejvyšší možný průtok v systému, tedy maximální průtok hydrogenerátoru.

$$v_{v,v} = \frac{Q}{S_{zv}} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_v^2}{4}} \quad (55)$$

průtok hydrogenerátoru  $Q = 40,7 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$

průměr válce výsuvu  $D_v = 40 \text{ mm}$

potom rychlost je

$$v_{v,v} = \frac{40,7 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} \cdot 60} = 0,54 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### Doba vysunutí:

$$t_{v,v} = \frac{S_v \cdot Z_v}{Q} \quad (56)$$

délka zdvihu  $Z_v = 1445 \text{ mm}$

doba vysunutí potom je

$$t_{v,v} = \frac{\frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \cdot Z_v}{\frac{Q \cdot 10^{-3}}{60}} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} \cdot 1,445}{\frac{40,7 \cdot 10^{-3}}{60}} = 3 \text{ s}$$

Stejně jako u zvedacího a zlamovacího PČHM by rychlosti pohybu, tedy i časy vysunutí a zasunutí pístu, měly být přibližně stejné. Z důvodu rozdílných objemů nad a pod pístem musí být pro zachování stejného času průtok nad pístem škrcen.

**Průtok pro zasunutí:**

$$Q_{z,v} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D_v^2 - d_{pv}^2) \cdot Z_v}{t_{v,v}} \quad (57)$$

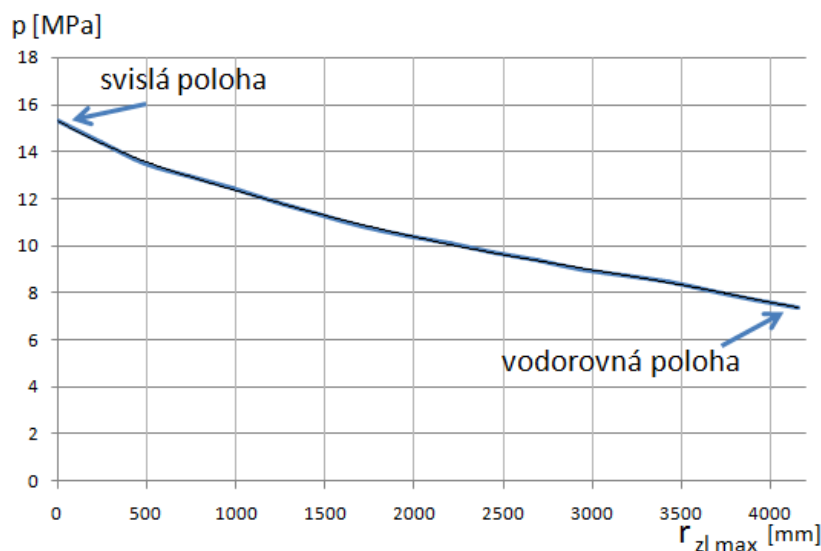
průměr pístní tyče  $d_{pv} = 63 \text{ mm}$

potom potřebný průtok je

$$Q_{z,v} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (0,04^2 - 0,025^2) \cdot 1,445}{3} \cdot 10^3 \cdot 60 = 24,82 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

**Tlak na PČHM výsuvu:**

Průběh tlaku pro zasunutí PČHM výsuvu při měnícím se zatížení od břemena v závislosti na poloze zlamovacího ramena (tedy i ramena výsuvu) (Obr. 43). Ve svislé poloze je počítáno s dvojnásobným zatížením.



Obr. 43 Průběh tlaku PČHM výsuvu

**Nastavení sekundárních pojistných ventilů:****II.A2R: 12 MPa** (větev pro vysunutí PČHM výsuvu)

Tlak nastaven z hlediska bezpečnosti a ochrany konstrukce jeřábu při nežádoucím pohybu ramena výsuvu. Například nárazu do překážky, případně nárazu ramena kolmo do země.





## II.B2R: 20 MPa (větev pro zasunutí PČHM výsuvu)

Břemeno je v tomto směru zvedáno. Tlak nastaven o 1 MPa vyšší než primární pojistný ventil pro případné přetížení.

### 4.4 PČHM S KYVNÝM POHYBEM

#### Průtok HM s kyvným pohybem:

Rychlost otáčení celého jeřábu je v praxi dána otáčkami  $n_o = 5 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ .

$$Q_o = \frac{V_o}{t} = \frac{S_o \cdot Z}{t} \quad (58)$$

délka zdvihu za jednu otáčku je  $Z = \pi \cdot D_{sl}$

průměr sloupu stojanu  $D_{sl} = 154 \text{ mm}$

průměr válce HM s kyvným pohybem  $D_o = 100 \text{ mm}$

čas otočení  $t = 1 \text{ min}$

potom průtok HM je

$$Q_o = \frac{\frac{\pi \cdot D_o^2}{4} \cdot 5 \cdot Z}{t} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 5 \cdot \pi \cdot 0,154}{1} \cdot 10^3 = 18,99 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

#### Doba vysunutí:

$$t_{v,o} = \frac{S_o \cdot Z_o}{Q_o} \quad (59)$$

délka zdvihu  $Z_o = 450 \text{ mm}$

potom doba vysunutí je

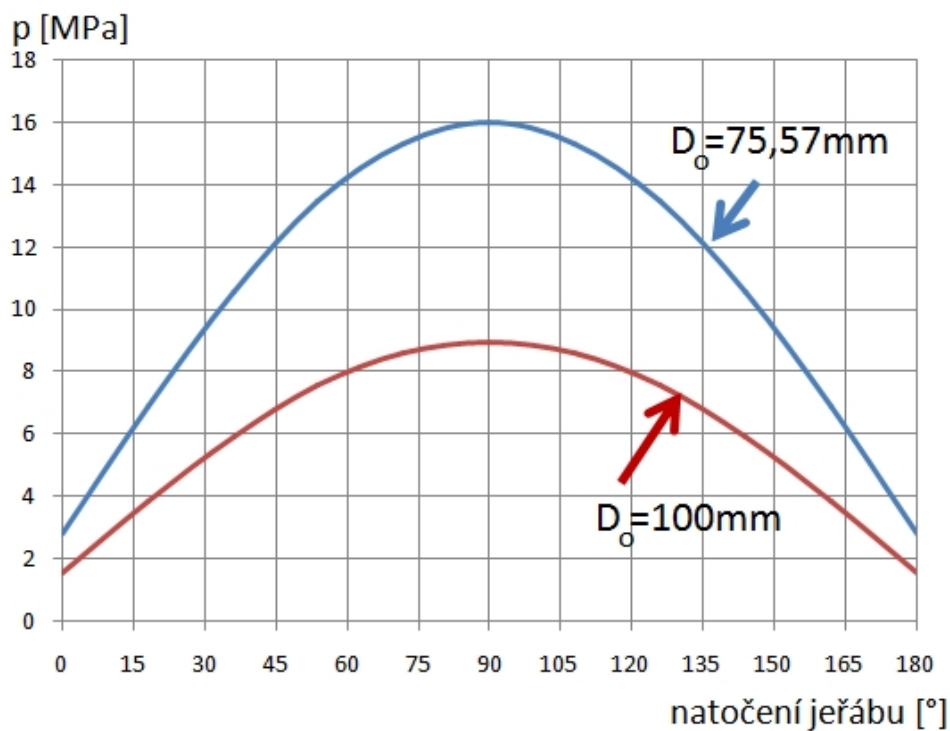
$$t_{v,v} = \frac{\frac{\pi \cdot D_o^2}{4} \cdot Z_o}{\frac{Q_o \cdot 10^{-3}}{60}} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 0,45}{\frac{18,99 \cdot 10^{-3}}{60}} = 11,17 \text{ s}$$

Čas vysunutí pístu HM odpovídá času otočení zadaného hydraulického jeřábu o maximální úhel otočení  $370^\circ$ .



### Tlak na HM s kyvným pohybem:

Průběh tlaku při naklonění jeřábu ve svahu o přípustný úhel  $\alpha_0=10^\circ$  v závislosti na úhlu otočení jeřábu proti svahu. Na grafu (Obr. 44) je znázorněn průběh tlaku pro vypočítaný minimální průměr  $D_o = 75,57 \text{ mm}$  a pro používaný průměr válce HM  $D_o = 100 \text{ mm}$ .



Obr. 44 Průběh tlaku HM s kyvným pohybem

### Nastavení sekundárních pojistných ventilů:

**II.A1L: 16 MPa**

**II.B1L: 16 MPa**

Při otáčení jeřábu může dojít k nárazu ramen případně břemena do překážky. Sekundární pojistné ventily chrání jeřábovou konstrukci před případným poškozením.



#### 4.5 VOLBA HYDRAULICKÉHO VEDENÍ

Volba hadice závisí na druhu dopravovaného média, tlaku a teplotě. V závislosti na průtoku dopravovaného média a požadované rychlosti průtoku je zvolena světlost potrubí  $DN$ . Při určování není počítáno s odpory, viskozitou kapaliny, účinky teploty na viskozitu, ani s dalšími faktory. V *Tab.1* jsou uvedeny spíše informativní doporučené průtokové rychlosti hydraulických olejů.

*Tab. 1 Doporučení průtokové rychlosti pro hydraulické oleje [18]*

Typ vedení	Tlak [MPa]	Rychlost [ $m \cdot s^{-1}$ ]
sací vedení	0 – 2,5	2,0
zpětné vedení	2,5 – 5	2,5
tlakové vedení	5 – 10	4,5
	10 – 15	5,0
	15 – 21	5,5
	21 – 31	6,0

Pro potřebný průtok  $Q = 40 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  jsou zvoleny tyto hadice:

##### Sací vedení:

*DIN EN 854/2TE - DN19 [20]*

##### **Průtoková rychlost v sacím vedení:**

$$Q = v_s \cdot S_{hs} = v_s \cdot \frac{\pi \cdot DN_s^2}{4} \Rightarrow v_s \quad (60)$$

$$v_s = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot DN_s^2}{4}} \cdot \frac{10^3}{60} = \frac{40}{\frac{\pi \cdot 0,019^2}{4}} \cdot \frac{10^{-3}}{60} = 2,35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

**Tlakové vedení:**

*EN857-2SC/HSK – ST DN13 [20]*

-vysoce odolné proti opotřebení, vhodné pro aplikace v lesnictví



*Obr. 45 Průřez hydraulické hadice EN 857-2SC/HSK-ST [20]*

**Průtoková rychlost v tlakovém vedení:**

$$Q = v_t \cdot S_{ht} = v_t \cdot \frac{\pi \cdot DN_t^2}{4} \Rightarrow v_t \quad (61)$$

$$v_t = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot DN_t^2}{4}} \cdot \frac{10^3}{60} = \frac{40}{\frac{\pi \cdot 0,013^2}{4}} \cdot \frac{10^{-3}}{60} = 5,02 \, m \cdot s^{-1}$$

**Zpětné vedení:**

Pro zpětné vedení je použitý stejný typ hadice jako pro sací vedení.

*DIN EN 854/2TE - DN19 [20]*

**Průtoková rychlost ve zpětném vedení:**

$$DN_z = DN_s \quad (62)$$

$$v_z = v_s = 2,35 \, m \cdot s^{-1}$$

**Montáž hadic:**

Montáž hadic podléhá několika zásadám. Musí být chráněny před mechanickým poškozením ochrannými prostředky. Hadice musí být upnuta vždy volně a dle doporučených způsobů montáže. Pro připevnění a vedení hadic jsou použity hadicové trubkové spony (Obr. 46).



*Obr. 46 Hadicová trubková spona [21]*



## ZÁVĚR

Hlavním cílem této diplomové práce byl vlastní návrh velikostí přímočarých hydromotorů, které si firma Agama a.s. sama vyrábí a montuje. V první kapitole se zabývám rešeršním přehledem používaných typů hydraulických jeřábů, jejich výložníků a přídatných manipulačních zařízení.

V druhé kapitole je proveden rozbor všech stávajících hydraulických komponentů na hydraulickém jeřábu AZ570. Nejdůležitějšími prvky v hydraulickém systému jsou hydrogenerátor, rozvaděč a omezovací ventil. Hydrogenerátor je navržen pro volnoběžné otáčky odvážecí soupravy. Ovládání rozvaděče je zvoleno mechanické a to převážně z důvodu nižší pořizovací ceny oproti proporcionálně ovládaným rozvaděčům. Komfort proporcionálního ovládání se v dnešní době prakticky vyžaduje u jeřábů, které jsou neustále v provozu, což jeřáby odvážecích souprav nejsou. Omezovací ventil chrání konstrukci jeřábu a hydraulickou soustavu před přetížením.

Třetí kapitola je věnována samotnému výpočtu a návrhu průměrů přímočarých hydromotorů. Byl určen průběh síly působící na hydromotor při pohybu jednotlivých ramen. Po konzultaci s firmou Agama a.s. byly stanoveny pracovní oblasti, ve kterých ramena v praxi nejčastěji pracují při nakládce a vykládce. Minimální průměry hydromotorů byly vypočítány z těchto maximálních sil a jejich hodnoty byly zaokrouhleny vždy na vyšší průměr již běžně vyráběných přímočarých hydromotorů, a to z důvodu univerzálnosti použití těsnění. Pístní tyče byly následně kontrolovány z hlediska vzpěrné stability.

Ve čtvrté kapitole jsou řešeny tlaky, průtoky a rychlosti pohybu hydromotorů a celého jeřábu. Rychlost pohybu na konci výložníku do rychlosti  $1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  se zdá být vysoká, ale v praxi zcela běžná. Vypočítané rychlosti budou reálně nižší při plném zatížení jeřábu. Při použití axiálního pístového hydrogenerátoru v kombinaci s proporcionálním rozvaděčem je pohyb celého jeřábu plynulejší a komfortnější pro obsluhu. Po konzultaci s vedoucím práce nejsou řešeny žádné odpory proti pohybu, ani setrvačné účinky sil, proto jednotlivé průtoky hydromotorů jsou přibližné. Nastavení brzdících ventilů je vhodnější přímo při zkoušení provozu jeřábu. Výpočet působení sil a průběh tlaku v délce celého zdvihu byl proveden v programu Excel.

Ve výkresové dokumentaci byly provedeny dvě varianty zapojení hydraulické soustavy. Rozvaděče mohou být zapojeny sériově při použití jednoho hydrogenerátoru nebo každý rozvaděč připojený zvlášť ke svému vlastnímu hydrogenerátoru. V první variantě jsou rozvaděče navzájem ovlivněny a při současném použití více sekcí není průtok ani tlak konstantní. Druhá varianta je z hlediska celkové účinnosti a plynulosti pohybu jeřábu daleko efektivnější, je nutné ovšem zohlednit cenu dvojitého hydrogenerátoru a samotný výkon potřebný pro jeho pohon. Po konzultaci s vedoucím práce byly provedeny prováděcí výkresy hlavních částí jeřábu a to zejména vedení a označení zapojení trubek na těchto částech a vedení hadic. Délky hadic jsou řešeny, až při samotné montáži z důvodu problematiky odměření délky na zadaném modelu jeřábu.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009.
- [2] ČSN EN 12999+A1. *Jeřáby - Nakládací jeřáby*. 2. vyd. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012.
- [3] ČSN EN ISO 4413. *Hydraulika - Všeobecná pravidla a bezpečnostní požadavky na hydraulické systémy a jejich součásti*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [4] MALÁŠE, J.: Transportní zařízení (syllabus), VUT Brno, 2011, 174 s.
- [5] Pružnost pevnost: Problém stability. [online]. [cit. 2014-04-26]. Dostupné z: [http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/BO02/BO02\\_cvi\\_09.pdf](http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/BO02/BO02_cvi_09.pdf)
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [7] Hydac: Pumps. [online]. [cit. 2014-04-15]. Dostupné z: <http://www.hydac.com/de-en/products/pumps/vane-type-pump.html>
- [8] Nimco. [online]. [cit. 2014-04-15]. Dostupné z: <http://www.nimco-controls.se/virtupload/content/93/cv550V2.pdf>
- [9] Rerosa: Hydraulické komponenty. [online]. [cit. 2014-04-15]. Dostupné z: <http://www.rerosa.cz/hydraulicke-prvky.html>
- [10] *Hydroma* [online]. [cit. 2014-04-15]. Dostupné z: <http://www.hydroma.cz/ventil-skrtyci-jednostranny-6618.html>
- [11] Gaan. [online]. [cit. 2014-04-15]. Dostupné z: [http://www.gaan.cz/sites/default/files/clanky/nahledy/Hydraulicky\\_valec.jpg](http://www.gaan.cz/sites/default/files/clanky/nahledy/Hydraulicky_valec.jpg)
- [12] 4forest: Rotátory. [online]. [cit. 2014-04-15]. Dostupné z: <http://www.4forest.cz/produkty/rotatory/>
- [13] *HYDRAULICS s.r.o.: Přímočaré hydromotory* [online]. [cit. 2014-03-16]. Dostupné z: [http://www.hydraulics.cz/ZH2\\_str19.pdf](http://www.hydraulics.cz/ZH2_str19.pdf)
- [14] *HYDRAULICS s.r.o.: Katalog hutního materiálu* [online]. [cit. 2014-03-16]. Dostupné z: [http://www.hydraulics.cz/katalog\\_hutniho\\_materialu.pdf](http://www.hydraulics.cz/katalog_hutniho_materialu.pdf)



- [15] *Agama* [online]. [cit. 2013-11-15]. Dostupné z: <http://agama-as.cz/cs/product/19-agalv10>
- [16] *PTR - Strojní závod Třeboň* [online]. [cit. 2013-11-19]. Dostupné z: <http://www.ptr.cz/cz/lesnicke-nastavby/vyvazeci-technika.html>
- [17] Converter: Souč. smykového tření. [online]. [cit. 2014-03-27]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>
- [18] AMP Hydraulika: Návrh průtoků hadic. [online]. [cit. 2014-04-06]. Dostupné z: <http://www.amp-hydraulika.cz/help.html>
- [19] Otáčecí ústrojí hydraulických nakládacích jeřábů. VRANÍK, Pavel. [online]. [cit. 2014-05-06]. Dostupné z: [http://pernerscontacts.upce.cz/19\\_2010/Vranik.pdf](http://pernerscontacts.upce.cz/19_2010/Vranik.pdf)
- [20] UNAS Hydraulika: Hydraulické hadice. [online]. [cit. 2014-05-13]. Dostupné z: <http://www.hydraulikaunas.cz/pages/materialy/hadice.pdf>
- [21] KRAMP: Hadicové spony. [online]. [cit. 2014-05-13]. Dostupné z: [http://media.kramp.com/kws/krampd\\_rd/\\_8B3bIB3\\_IzL\\_2WEWnwIkM6dWs-um2o2](http://media.kramp.com/kws/krampd_rd/_8B3bIB3_IzL_2WEWnwIkM6dWs-um2o2)
- [22] *Olejservis: Agip Arnica* [online]. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.olejeservis.cz/e-shop-oleje-a-maziva/prumyslove-oleje/hydraulicke-oleje/biologicky-odbouratelny-hydraulicky-olej-agip-arnica-s-46>





## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

$A$	$[-]$	materiálová konstanta
$B$	$[-]$	materiálová konstanta
$D_{L1}$	$[mm]$	vnější průměr kluzného ložiska
$D_{L2}$	$[mm]$	vnější průměr kluzného ložiska
$DN_s$	$[mm]$	světlost sacího potrubí
$DN_t$	$[mm]$	světlost tlakového potrubí
$DN_z$	$[mm]$	světlost potrubí zpětného vedení
$D_o$	$[mm]$	průměr pístu HM s kyvným pohybem
$d_{p\ zlv}$	$[mm]$	průměr pístní tyče zlamovacího PČHM
$d_{p\ zv}$	$[mm]$	průměr pístní tyče zvedacího PČHM
$d_{pv}$	$[mm]$	průměr pístní tyče PČHM výsuvu
$D_s$	$[mm]$	střední průměr třecí plochy
$D_{sp}$	$[mm]$	průměr pístu PČHM stabilizačních podpěr
$d_{sp}$	$[mm]$	průměr pístní tyče PČHM stabilizačních podpěr
$D_v$	$[mm]$	průměr válce PČHM výsuvu
$D_{zlv}$	$[mm]$	průměr válce zlamovacího PČHM
$D_{zv}$	$[mm]$	průměr válce zvedacího PČHM
$E$	$[MPa]$	modul pružnosti
$F_1$	$[N]$	síla působící na píst zvedacího PČHM
$f_1$	$[-]$	součinitel smykového tření ocel-bronz
$F_2$	$[N]$	síla působící na píst zlamovacího PČHM
$f_2$	$[-]$	součinitel smykového tření ocel-ocel
$F_{2\ max}$	$[N]$	maximální síla působící na píst zlamovacího PČHM
$F_{2m}$	$[N]$	zatížení PČHM výsuvu
$F_L$	$[N]$	radiální síla v ložisku
$F_m$	$[N]$	síla působící od břemene
$F_o$	$[N]$	síla působící na jeden píst HM s kyvným pohybem
$F_{sp}$	$[N]$	síla PČHM stabilizačních podpěr
$F_T$	$[N]$	třecí síla
$F_v$	$[N]$	síla PČHM výsuvu
$F_{zlv}$	$[N]$	síla zlamovacího PČHM



$F_{zv}$	[N]	síla zvedacího PČHM
$G_{celk}$	[N]	celkové axiální zatížení stojanu
$G_{sx}$	[N]	zatížení sloupu ve směru osy x
$G_v$	[N]	zatížení ramene výsuvu
$G_v$	[N]	zatížení výložníku
$G_{zl}$	[N]	zatížení zlamovacího ramene vlastní vahou
$G_{zv}$	[N]	zatížení zvedacího ramene vlastní vahou
$h_{kl}$	[mm]	vzdálenost kluzných ložisek
$h_s$	[mm]	výška sloupu
$i$	[mm]	poloměr setrvačnosti průřezu pístní tyče
$i_p$	[-]	převodový poměr PTO
$J_{p\ zlv}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment setrvačnosti pístní tyče zlamovacího PČHM
$J_{p\zv}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment setrvačnosti pístní tyče zvedacího PČHM
$J_{sp}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment setrvačnosti pístní tyče PČHM stab. podpěr
$k$	[-]	bezpečnost
$l_{p\ zlv}$	[mm]	délka pístní tyče zlamovacího PČHM
$l_{psp}$	[mm]	délka pístní tyče PČHM stabilizačních podpěr
$l_{p\zv}$	[mm]	délka pístní tyče zvedacího PČHM
$l_{red}$	[mm]	redukovaná délka pístní tyče
$m$	[kg]	hmotnost břemene
$M_1$	[Nm]	moment zvedacího PČHM
$M_2$	[Nm]	zatěžovací moment výložníku
$M_3$	[Nm]	zatěžovací moment zlamovacího ramene
$M_4$	[Nm]	moment zlamovacího PČHM
$M_{celk}$	[Nm]	celkový moment
$M_L$	[Nm]	moment v ložisku
$M_o$	[Nm]	moment kyvného hydromotoru
$m_{PČHMv}$	[kg]	hmotnost PČHM výsuvu
$m_{PČHMzl}$	[kg]	hmotnost zlamovacího PČHM
$m_{PČHMzv}$	[kg]	hmotnost zvedacího PČHM
$m_s$	[kg]	hmotnost sloupu
$M_{T\ axial}$	[Nm]	axiální třecí moment
$M_{T\ rad}$	[Nm]	radiální třecí moment



$m_v$	[kg]	hmotnost ramene výsuvu
$M_v$	[Nm]	moment od vnějšího zatížení v nakloněném stavu
$M_{v_o}$	[Nm]	zatěžovací moment otoče od vnějšího zatížení
$m_{zl}$	[kg]	hmotnost zlamovacího ramene
$m_{zv}$	[kg]	hmotnost zvedacího ramene
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	volnoběžné otáčky automobilu
$p$	[MPa]	vstupní tlak
$p_{dov}$	[MPa]	dovolený tlak na válec PČHM
$P_m$	[kW]	potřebný mechanický výkon
$Q$	[l · min <sup>-1</sup> ]	průtok hydrogenerátoru
$Q_o$	[l · min <sup>-1</sup> ]	průtok HM s kyvným pohybem
$Q_{z\,zl}$	[l · min <sup>-1</sup> ]	průtok pro zasunutí zlamovacího PČHM
$Q_{z,v}$	[l · min <sup>-1</sup> ]	průtok pro zasunutí PČHM výsuvu
$Q_{zd}$	[l · min <sup>-1</sup> ]	průtok pro zasunutí PČHM zdvihu
$r_1$	[mm]	vzdálenost uložení pístnice od bodu otáčení výložníku
$r_2$	[mm]	vzdálenost uložení pístnice od bodu otáčení zlamovacího ramene
$R_e$	[MPa]	mez kluzu materiálu
$r_{G\,zl}$	[mm]	vzdálenost těžiště zlamovacího ramene
$r_{G\,zv}$	[mm]	vzdálenost těžiště zvedacího ramene
$r_{GSx}$	[mm]	vzdálenost těžiště sloupu
$r_{Gv}$	[mm]	vzdálenost těžiště výložníku
$r_o$	[mm]	roztečný poloměr ozubení
$r_v$	[mm]	vzdálenost ramena výložníku
$r_{vsp}$	[mm]	vzdálenost PČHM od osy otáčení sloupu jeřábu
$r_{zl\,max}$	[mm]	vzdálenost zlamovacího ramene při maximálním výsuvu
$r_{zv}$	[mm]	vzdálenost zvedacího ramene
$S_{hs}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha hadice sacího vedení
$S_{ht}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha hadice tlakového vedení
$S_o$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha pístu HM s kyvným pohybem
$S_{pv}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu pístní tyče PČHM výsuvu
$S_{pzv}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu pístní tyče zvedacího PČHM
$S_{sp}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu pístní tyče
$S_{v\,celk}$	[mm <sup>2</sup> ]	celková plocha nad pístem PČHM výsuvu



$S_{v,z}$	$[\text{mm}^2]$	plocha pístu PČHM výsuvu
$S_{zlv}$	$[\text{mm}^2]$	plocha pístu zlamovacího PČHM
$S_{zv}$	$[\text{mm}^2]$	plocha pístu zvedacího PČHM
$t$	$[\text{s}]$	doba otáčení jeřábu
$t_{v,o}$	$[\text{s}]$	doba vysunutí HM s kyvným pohybem
$t_{v,v}$	$[\text{s}]$	doba vysunutí PČHM výsuvu
$t_{vzd}$	$[\text{s}]$	doba vysunutí PČHM zdvihu
$t_{vzl}$	$[\text{s}]$	doba vysunutí zlamovacího PČHM
$V_G$	$[\text{cm}^3]$	geometrický objem hydrogenerátoru
$v_s$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	průtoková rychlost v sacím vedení
$v_t$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	průtoková rychlost v tlakovém vedení
$v_v$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost zvedání na konci výložníku
$v_{v,v}$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost vysunutí PČHM výsuvu
$v_z$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	průtoková rychlost ve zpětném vedení
$v_{zd}$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost vysunutí PČHM zdvihu
$v_{zl}$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost vysunutí zlamovacího PČHM
$v_{zlr}$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlo pohybu zlamovacího ramena
$Z$	$[\text{mm}]$	délka zdvihu HM s kyvným pohybem
$Z_v$	$[\text{mm}]$	délka zdvihu PČHM výsuvu
$Z_{zl}$	$[\text{mm}]$	délka zdvihu zlamovacího PČHM
$Z_{zv}$	$[\text{mm}]$	délka zdvihu PČHM
$\alpha$	$[-]$	součinitel uložení pístní tyče
$\alpha_o$	$[\circ]$	úhel náklonu jeřábu
$\alpha_{zv}$	$[\circ]$	úhel zvedacího PČHM
$\beta$	$[\circ]$	úhel zlamovacího PČHM
$\lambda$	$[-]$	štíhlost pístní tyče
$\lambda_m$	$[-]$	mezní štíhlost pístní tyče
$\sigma_{Dt}$	$[\text{MPa}]$	dovolené napětí v tahu
$\sigma_{kr}$	$[\text{MPa}]$	kritické napětí
$\sigma_{\max}$	$[\text{MPa}]$	maximální napětí pístní tyče
$\sigma_{t,v}$	$[\text{MPa}]$	napětí v tahu PČHM výsuvu



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

PČHM                      přímočarý hydromotor



## SEZNAM PŘÍLOH

Hydraulické schéma var.1	QDS-5O33-S-1	Schematický výkres
Hydraulické schéma var.2	QDS-5O33-S-2	Schematický výkres
Sloup – hydraulické vedení	QDS-5O33-01/1	Výkres sestavení
Zdvihací rameno – hydraulické vedení	QDS-5O33-02/1	Výkres sestavení
Zlamovací rameno – hydraulické vedení	QDS-5O33-03/1	Výkres sestavení
Stojan – hydraulické vedení	QDS-5O33-04/1	Výkres sestavení